

Universidad Carlos III de Madrid



Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

# Simulación del contacto rueda-carril con Pro/ENGINEER

Autor: Eduardo Ortega Lester

Director: Dr. Juan Carlos García Prada

Tutor: D. Javier Urías Lorzil

Leganés, Mayo de 2012



# Agradecimientos

Este proyecto se lo dedico a mi familia, quienes me han estado apoyando durante todos estos años de la carrera.

# Resumen

A lo largo del pasado siglo, diferentes autores fueron desarrollando teorías para poder entender en profundidad el contacto entre las ruedas del tren y los carriles de la vía. Con estas teorías se pudo averiguar todo lo que acontece en esa pequeña área de contacto, pudiendo de esta manera determinar con exactitud la dinámica del tren así como los fenómenos de fatiga y desgaste que tienen lugar en la rueda y el carril y que son de vital importancia para la seguridad de los viajeros. Diferentes centros de investigación así como universidades se dedican al desarrollo de nuevos métodos para el análisis del contacto rueda-carril así como de técnicas de optimización numéricas en función de la fatiga y el desgaste para el diseño de los perfiles de las ruedas y los carriles.

El presente proyecto se centra en el estudio de la interacción de cuatro perfiles de rodadura distintos con un carril en diferentes posiciones del eje montado mediante el software Pro/ENGINEER, viendo en detalle los elementos que componen el material rodante, la vía, las teorías más significativas del contacto rueda-carril y la defectología de ambos.

**Palabras clave:** Contacto rueda-carril, contacto con Pro/ENGINEER.



# Abstract

During the last century, different authors developed theories in order to understand in depth the contact between the train's wheels and the railroad tracks. With these theories, it was possible to verify all that occurs in this small area of contact, and in this way determine the exact dynamics of the train, as well as the fatigue and wear that happens in the wheels and rails which is vital for the passenger's security. Different investigation centers and universities are dedicated to the development of new methods to analyze the wheel-rail contact, as well as numerical optimization techniques in relation to the fatigue and wear in order to design profiles for wheels and rails.

This project focuses on the study of the interaction of four different rolling profiles with a rail in different positions of the wheelset with the Pro/ENGINEER software, observing in detail the elements which make up the rolling material, the tracks, the most significant wheel-rail contact theories, and the defectology of both.

**Keywords:** wheel-rail contact, contact with Pro/ENGINEER

# Índice general

<b>1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS .....</b>	<b>1</b>
1.1. Introducción.....	2
1.2. Objetivos .....	2
1.3. Medios empleados.....	3
<b>2. MATERIAL RODANTE .....</b>	<b>4</b>
2.2 Bogie .....	5
2.2.1 Clasificación de los bogies.....	6
2.2.2 Componentes del bogie .....	8
2.2.2.1 Chasis .....	8
2.2.2.2 Ejes montados .....	9
2.2.2.3 Equipo de suspensión.....	14
2.2.2.4 Caja de grasas.....	15
2.2.2.5 Transmisión.....	17
2.2.2.6 Dispositivos de frenado.....	18
2.2.2.7 Rueda.....	18
2.2.2.7.1 Clasificación.....	19
2.2.2.7.2 Proceso de fabricación .....	20
<b>3. LA VÍA FERROVIARIA .....</b>	<b>26</b>
3.1 Introducción .....	27
3.1.1 Infraestructura .....	27
3.1.2 Superestructura.....	27
3.1.2.1 Carril .....	27

3.1.2.1.1 Funciones .....	27
3.1.2.1.2 Perfil del carril.....	28
- Cabeza.....	29
- Patín .....	30
- Alma.....	31
3.1.2.1.3 Acero de los carriles.....	31
3.1.2.1.4 Fabricación de los carriles.....	32
3.1.2.2 Traviesas .....	33
3.1.2.2.1 Funciones .....	34
3.1.2.2.2 Clasificación.....	35
3.1.2.3 Sujeciones .....	35
3.1.2.3.1 Clasificación.....	36
3.1.2.4 Balasto.....	38
3.1.2.4.1 Funciones .....	38
3.1.2.4.2 Características fundamentales .....	38
<b>4. CONTACTO RUEDA-CARRIL .....</b>	<b>40</b>
4.1 Introducción .....	41
4.2 Teoría del contacto rueda-carril .....	41
4.2.1 Contacto normal .....	42
4.2.1.1 Contacto de Hertz.....	42
4.2.1.2 Contacto de Hertz aplicado al ferrocarril .....	46
4.2.1.2.1 Relación de A/B con b/a .....	47
4.2.1.2.2 Cálculo de los semiejes .....	48
4.2.1.2.3 Punto de contacto entre los perfiles de la rueda y el carril.....	49
4.2.2 Contacto Tangencial.....	50
4.2.2.1 Teoría de Carter.....	51
4.2.2.2 Pseudo-deslizamientos .....	53
4.2.2.3 La teoría lineal.....	56
4.2.2.4 Teoría simplificada de Kalker .....	58
4.2.2.5 Teoría de Johnson y Vermuelen.....	59
<b>5. DEFECTOLOGÍA EN CARRILES Y RUEDAS .....</b>	<b>61</b>
5.1 Defectos en Carriles .....	62
5.1.1 Defectos de fabricación.....	62
5.1.1.1 Rechupe.....	62
5.1.1.2 Segregación .....	62
5.1.1.3 Inclusiones.....	63

5.1.1.4 Mancha oval o fisuras transversales.....	63
5.1.1.4.1 Causas .....	64
5.1.1.4.2 Efectos.....	65
5.1.1.4.3 Tratamiento .....	65
5.1.1.5 Defectos de laminación .....	66
5.1.2 Defectos de servicio .....	66
5.1.2.1 Corrugaciones .....	66
5.1.2.2 Fatiga de contacto por rodadura .....	68
5.1.2.2.1 Agrietamiento de la esquina.....	68
5.1.2.2.2 <i>Shelling</i> .....	69
5.1.2.2.3 Agrietamiento en la superficie de rodadura .....	71
5.1.2.2.4 Causas de RCF .....	72
5.1.2.2.5 Efectos del RCF .....	75
5.1.2.2.6 Tratamiento del RCF .....	75
5.1.2.3 Defectos por deslizamientos. <i>Squats</i> .....	76
5.1.2.3.1 Efectos.....	78
5.1.2.3.2 Tratamiento .....	79
5.1.2.4 Fisuración vertical de la cabeza .....	80
5.1.2.4.1 Causas .....	82
5.1.2.4.2 Efectos.....	83
5.1.2.4.3 Tratamiento .....	83
5.1.2.5 Fisuración horizontal de la cabeza .....	84
5.1.2.5.1 Causas .....	85
5.1.2.5.2 Efectos.....	87
5.1.2.5.3 Tratamiento .....	87
5.1.2.6 Quemaduras.....	88
5.1.2.6.1 Causas .....	89
5.1.2.6.2 Efectos.....	90
5.1.2.6.3 Tratamiento .....	91
5.1.2.7 Defectos del alma.....	91
5.1.2.7.1 Grieta horizontal en la zona de transicion alma-cabeza.....	91
5.1.2.7.2 Grieta horizontal en la zona de transicion alma-pie.....	91
5.1.2.7.3 Fatiga del agujero del perno dentro de los límites de la eclisa.....	91
5.1.2.7.4 Agrietamiento diagonal en el agujero fuera de los límites de la eclisa .....	92
5.1.2.7.5 Agrietamiento diagonal sin pasar por el agujero.....	92
5.1.2.7.6 Corrosión excesiva del alma .....	92

5.1.2.8 Defectos en el patín .....	92
5.1.2.8.1 Grieta vertical en patín .....	92
5.1.2.8.2 Grieta transversal empezando desde el asentamiento del carril .....	92
5.1.2.8.3 Grieta transversal empezando desde el patín del carril lejos del asentamiento del carril .....	93
5.2 Defectos en Ruedas .....	93
5.2.1 Fisuras térmicas .....	93
5.2.2 Fatiga de contacto por rodadura (RCF) .....	94
5.2.2.1 Fallos por fatiga superficiales .....	94
5.2.2.1.1 <i>Ratcheting</i> .....	95
5.2.2.2 Fallos por fatiga subsuperficiales .....	95
5.2.2.2.1 <i>Shelling</i> .....	95
5.2.3 Spalling .....	96
5.2.4 Planos .....	97
5.2.5 Ruedas escamadas .....	98
5.2.6 Superficies de rodadura hundidas .....	99
5.2.7 Defectos en la pestaña .....	99
5.2.7.1 Picos .....	99
5.2.7.2 Pestañas empinadas .....	100
5.2.7.3 Pestañas elevadas .....	100
5.2.7.4 Pestañas finas .....	101
5.2.7.5 Pestañas pequeñas .....	102
<b>6. SIMULACIÓN DEL CONTACTO RUEDA-CARRIL .....</b>	<b>103</b>
6.1 Software utilizado .....	104
6.2 Análisis de contactos con Pro/ENGINEER .....	105
6.2.1 Introducción al método utilizado en Mechanica .....	106
6.2.1.1 Técnica Newton-Raphson para lograr la convergencia .....	106
6.2.1.2 Implementación del software técnico para el análisis de contactos de Mechanica .....	107
6.2.1.3 Medidas de contacto .....	108
6.2.1.4 Análisis de contacto con la funcionalidad de Fricción Infinita .....	108
6.2.1.5 Valores que se pueden modificar para influenciar el análisis .....	110
6.3 Modelado de las ruedas .....	111
6.4 Modelado del carril .....	113
6.5 Modelado del eje .....	115
6.6 Posición de contacto .....	115

6.7 Materiales .....	116
6.7.1 Material de la Rueda .....	116
6.7.2 Material del Eje .....	118
6.8 Cargas y restricciones.....	119
6.8.1 Restricciones .....	119
6.8.1.1 Sin desplazamiento lateral y desplazamiento lateral de 5 mm.....	119
6.8.1.2 Desplazamiento lateral de 10 mm .....	123
6.8.2 Cargas.....	124
6.8.2.1 Sin desplazamiento y con desplazamiento lateral de 5 mm.....	124
6.8.2.2 Desplazamiento lateral de 10 mm .....	126
6.9 Conexiones .....	127
6.10 Controles del AutoGEM y mallado.....	129
<b>7. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES.....</b>	<b>132</b>
7.1 Introducción .....	133
7.2 Sin desplazamiento lateral.....	133
7.2.1 Tensión de Von Misses .....	133
7.2.2 Presión de contacto .....	136
7.2.3 Comparación de las medidas de contacto .....	141
7.3 Desplazamiento lateral +5 mm.....	141
7.3.1 Tensión de Von Misses .....	141
7.3.2 Presión de contacto .....	144
7.3.3 Comparación de las medidas de contacto .....	149
7.4 Desplazamiento lateral -5 mm.....	149
7.4.1 Tensión de Von Misses .....	149
7.4.2 Presión de contacto .....	153
7.4.3 Comparación de las medidas de contacto .....	157
7.5 Desplazamiento lateral +10 mm.....	158
7.5.1 Tensión de Von Misses .....	158
7.5.2 Presión de contacto .....	161
7.5.3 Comparación de las medidas de contacto .....	165
7.6 Desplazamiento lateral -10 mm.....	166
7.6.1 Tensión de Von Misses .....	166
7.6.2 Presión de contacto .....	169
7.6.3 Comparación de las medidas de contacto .....	173
<b>8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS .....</b>	<b>174</b>

8.1 Conclusiones .....	175
8.2 Trabajos futuros .....	175
<b>9. PRESUPUESTO .....</b>	<b>177</b>
9.1 Presupuesto.....	178
<b>10. REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>179</b>
10.1 Referencias .....	180
10.2 Bibliografía.....	182

# Índice de figuras

Figura 2.1. Bogies según el número de ejes .....	6
Figura 2.2 (a) Bogies no articulados (b) Bogies articulados .....	7
Figura 2.3. Bogie de suspensión colgante y bogie con muelle lateral .....	7
Figura 2.4. Bogie con refuerzo y sin refuerzo .....	8
Figura 2.5. Chasis del bogie .....	9
Figura 2.6. Tipos de ejes montados .....	11
Figura 2.7. Diferencia del radio de rodadura .....	12
Figura 2.8. Perfil de rodadura .....	13
Figura 2.9. Diferentes tipos de suspensiones .....	15
Figura 2.10. Rodamientos de (a) dos filas cilíndricas (b) una fila auto alineada (c) dos filas cónicas .....	16
Figura 2.11 Tipos de transmisión .....	17
Figura 2.12. Tipos de rueda monobloque .....	19
Figura 2.13. Tipos de rueda con centro y bandaje .....	19
Figura 2.14. Ruedas ensambladas .....	20
Figura 2.15. Fundición del acero y obtención de los bloques .....	21
Figura 2.16. Rueda con el perfil final aproximado .....	21
Figura 2.17. Rueda con el perfil definitivo .....	22
Figura 2.18. Perforación central de la rueda .....	22
Figura 2.19. Rueda tratada térmicamente .....	23



Figura 2.20. Diagrama de transición tiempo-temperatura de un acero .....	24
Figura 3.1. Zonas características del perfil de un carril.....	29
Figura 3.2. Traviesa .....	34
Figura 3.3. Sujeciones directas .....	36
Figura 3.4. Sujeciones indirectas.....	36
Figura 3.5. Sujeciones mixtas.....	37
Figura 4.1. Esquema del contacto rueda-carril .....	41
Figura 4.2. Caso general del contacto hertziano.....	44
Figura 4.3. Geometría de contacto de cuerpos no conformes (a) sin carga (b) cargados.....	44
Figura 4.4. Caso ferroviario del contacto hertziano .....	46
Figura 4.5. Determinación de la longitud de la curvatura del radio de rodadura .....	47
Figura 4.6. Regiones de contacto entre la rueda y el carril .....	49
Figura 4.7. Modelo de Coulomb.....	51
Figura 4.8. (a) Distribución local de Carter. (b) Ley de fuerzas de deslizamiento de Carter .....	52
Figura 4.9. Pseudodeslizamientos: (a) eje montado en la vía (b) Giro de Camber .....	55
Figura 4.10. Teoría simplificada de Kalker .....	59
Figura 4.11. Elipse de deslizamiento y de adherencia.....	59
Figura 5.1. Mancha oval.....	63
Figura 5.2. Fisura inicial inducida por hidrógeno .....	64
Figura 5.3. Corrugaciones de paso corto .....	66
Figura 5.4. Corrugaciones de paso largo .....	67
Figura 5.5. Sección transversal de un carril en la etapa inicial del agrietamiento.....	68
Figura 5.6. Sección longitudinal de un carril en la etapa inicial del agrietamiento.....	69
Figura 5.7. Agrietamiento de la esquina.....	69
Figura 5.8. Etapa inicial Shelling .....	70
Figura 5.9. Etapa avanzada Shelling .....	70
Figura 5.10. Agrietamiento de la superficie de rodadura .....	71
Figura 5.11. Influencia de la carga de la rueda en la tensión de cortadura en el contacto .....	72

Figura 5.12. Influencia del radio de la cabeza del carril en la tensión de cortadura en el contacto.....	73
Figura 5.13. Influencia de la tracción en la tensión de cortadura en el contacto.....	73
Figura 5.14. Esmerilado preventivo para limitar la profundidad de la fisura.....	76
Figura 5. 15. Fisuración subsuperficial debido a defectos Squats.....	77
Figura 5.16. Squats en la superficie de rodadura.....	77
Figura 5.17. Squats en la esquina .....	78
Figura 5.18. Fisuración vertical de la cabeza .....	80
Figura 5.19. Fisuración vertical de la cabeza mediana.....	81
Figura 5.20. Fisuración vertical de la cabeza grande .....	81
Figura 5.21. Características visuales de fisuras verticales de la cabeza grandes.....	82
Figura 5.22. Banda de inclusión al inicio de una fisura vertical de la cabeza.....	82
Figura 5.23. Fisuración horizontal de la cabeza .....	84
Figura 5.24. Características visuales de fisuras horizontales grandes de la cabeza .....	85
Figura 5.25. Defecto horizontal de cabeza con banda de inclusión .....	86
Figura 5.26. Fase de “Grabado blanco” en la superficie de la fisura .....	86
Figura 5.27. Quemadura .....	88
Figura 5.28. Quemaduras múltiples.....	89
Figura 5.29. Contaminación de la superficie del carril.....	90
Figura 5.30. Fisuras térmicas.....	94
Figura 5.31. Spalling .....	96
Figura 5.32. Planos .....	97
Figura 5.33. Ruedas escamadas.....	98
Figura 5.34. Superficies de rodadura hundidas .....	99
Figura 5.35. Picos .....	100
Figura 5.36. Pestañas empinadas.....	100
Figura 5.37. Pestañas elevadas .....	101
Figura 5.38. Pestañas finas .....	101
Figura 5.39. Pestañas pequeñas .....	102
Figura 5. 40.Perfil del carril 50 E 6 .....	114
Figura 6.1. Contacto con fricción infinita.....	109
Figura 6.2. Perfil 140.....	111
Figura 6.3. Perfil EPS .....	112

Figura 6.4. Perfil S1002.....	112
Figura 6.5. Dimensiones de una vía recta normal estándar .....	116
Figura 6.6. Creación del material ER7 .....	118
Figura 6.7. Restricción plana en el carril.....	120
Figura 6.8. Restricción de desplazamiento en la rueda .....	120
Figura 6.9. Restricción de desplazamiento en el carril.....	121
Figura 6.10. Restricción de simetría.....	122
Figura 6.11. Restricción de desplazamiento en la rueda .....	123
Figura 6.12. Restricción de simetría.....	124
Figura 6.13. Carga de gravedad.....	125
Figura 6.14. Carga aplicada.....	126
Figura 6.15. Carga aplicada.....	127
Figura 6.16. Conexión del contacto rueda-carril .....	128
Figura 6.17. Conexión entre rueda-eje .....	129
Figura 6.18. Región superficie y de volumen la rueda.....	130
Figura 6.19. Región superficie y de volumen en el carril.....	130
Figura 6.20. Detalle del mallado en la zona de contacto .....	131
Figura 7.1. Tensión VM perfil 120 sin desplazamiento lateral .....	134
Figura 7.2. Tensión VM perfil 140 sin desplazamiento lateral .....	134
Figura 7.3. Tensión VM perfil EPS sin desplazamiento lateral .....	135
Figura 7.4. Tensión VM perfil S1002 sin desplazamiento lateral .....	135
Figura 7.5. Evolución Tensión VM sin desplazamiento lateral .....	136
Figura 7.6. Presión de contacto perfil 120 sin desplazamiento lateral .....	137
Figura 7.7. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 sin desplazamiento lateral .....	137
Figura 7.8. Presión de contacto perfil 140 sin desplazamiento lateral .....	138
Figura 7.9. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 sin desplazamiento lateral .....	138
Figura 7.10. Presión de contacto perfil EPS sin desplazamiento lateral .....	139
Figura 7.11. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS sin desplazamiento lateral .....	139
Figura 7.12. Presión de contacto perfil S1002 sin desplazamiento lateral .....	140

Figura 7.13. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 sin desplazamiento lateral.....	140
Figura 7.14. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral +5.....	142
Figura 7.15. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral +5.....	142
Figura 7.16. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral +5.....	143
Figura 7.17. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral +5 .....	143
Figura 7.18. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral +5.....	144
Figura 7.19. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral +5.....	145
Figura 7.20. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral +5.....	145
Figura 7.21. Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral +5.....	146
Figura 7.22. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral +5.....	146
Figura 7.23. Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral +5.....	147
Figura 7.24. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral +5.....	147
Figura 7.25. Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral +5 .....	148
Figura 7.26. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral +5 .....	148
Figura 7.27. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral -5.....	150
Figura 7.28. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral -5.....	150
Figura 7.29. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral -5.....	151
Figura 7.30. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral -5 .....	152
Figura 7.31. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral -5.....	152
Figura 7.32. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral -5.....	153
Figura 7.33. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral -5.....	154
Figura 7.34. Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral -5.....	154
Figura 7.35. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral -5.....	155
Figura 7.36. Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral -5.....	155
Figura 7.37. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral -5.....	156
Figura 7.38. Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral -5 .....	156

Figura 7.39. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral -5 .....	157
Figura 7.40. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral +10.....	158
Figura 7.41. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral +10.....	159
Figura 7.42. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral +10.....	159
Figura 7.43. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral +10 .....	160
Figura 7.44. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral +10 .....	160
Figura 7.45. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral +10.....	161
Figura 7.46. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral +10.....	162
Figura 7.47. Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral +10.....	162
Figura 7.48. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral +10.....	163
Figura 7.49. Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral +10.....	163
Figura 7.50. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral +10.....	164
Figura 7.51. Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral +10 .....	164
Figura 7.52. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral +10 .....	165
Figura 7.53. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral -10.....	166
Figura 7.54. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral -10.....	167
Figura 7.55. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral -10.....	167
Figura 7.56. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral -10 .....	168
Figura 7.57. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral -10.....	168
Figura 7.58. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral -10.....	169
Figura 7.59. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral -10.....	170
Figura 7.60. Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral -10.....	170
Figura 7.61. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral -10.....	171
Figura 7.62. Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral -10.....	171
Figura 7.63. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral -10.....	172
Figura 7.64. Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral -10 .....	172

Figura 7.65. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral -10 .....	173
--	-----

# Índice de tablas

Tabla 3.1. Componentes del acero al oxígeno y acero duro.....	32
Tabla 4.1. Coeficientes de Hertz desde $\Theta=0$ hasta $180^\circ$ .....	49
Tabla 4.2. Coeficientes de Kalker .....	58
Tabla 6 1. Porcentajes máximos de los diferentes elementos específicos.....	117
Tabla 6.2. Relación Valores característicos de la llanta y el velo .....	117
Tabla 7.1. Medidas de contacto sin desplazamiento lateral .....	141
Tabla 7.2. Medidas de contacto con desplazamiento lateral +5 .....	149
Tabla 7.3. Medidas de contacto desplazamiento lateral -5.....	157
Tabla 7.4. Medidas de contacto desplazamiento lateral +10.....	165
Tabla 7.5. Medidas de contacto desplazamiento lateral -10.....	173





# **Capítulo 1**

## **Introducción y objetivos**

## **1.1. Introducción**

El presente proyecto estudia la interacción de cuatro perfiles de rodadura distintos de una rueda de ferrocarril con un carril dado en diferentes posiciones mediante el desplazamiento del eje montado. De los análisis, que serán estáticos, se obtendrán datos de la zona de contacto. Dichos datos serán el área de la superficie de contacto, las presiones de contacto, el campo de tensiones del carril y de la rueda y la evolución de la tensión hacia el interior de ésta.

Se verán en detalle los diferentes elementos que componen la vía del ferrocarril, carriles, traviesas, balasto, etc., así como los elementos que conforman el bogie, que es donde el elemento principal de estudio del proyecto, las ruedas del eje montado, van alojadas.

También se analizarán las diferentes teorías que han ido surgiendo a lo largo del tiempo para entender los diferentes fenómenos que tienen lugar en el la interfaz de contacto rueda-carril.

## **1.2. Objetivos**

Se tomarán cuatro perfiles de rodadura distintos, uno proporcionado por RENFE y los demás obtenidos de la norma UNE-EN 13715:2007 y se analizará su interacción con un carril, cuyo perfil se obtendrá de la norma UNE-EN 13674-1:2006+A1:2008, cuando el eje montado se encuentre en diferentes posiciones para observar cómo varían las superficies y zonas de contacto así como las tensiones y presiones de contacto en función del perfil de rodadura de la rueda.

Con el fin de tener una visión completa de este fenómeno se describirán los diferentes elementos que componen la vía y el bogie, la defectología de las ruedas de ferrocarril y los carriles y las diferentes teorías existentes para calcular el contacto.

## **1.3. Medios empleados**

Para realizar los análisis se ha empleado el software Pro/ENGINEER, instalado en los ordenadores del laboratorio MAQLAB del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III.

# **Capítulo 2**

## **Material rodante**

## 2.1 Introducción.

El material rodante es el sistema encargado de proporcionar al vehículo una conducción segura a lo largo del camino de rodadura. Estos pueden llevar incorporados bogies dependiendo del tipo de vehículo.

## 2.2 Bogie

El bogie [1] [2] es una estructura que puede girar independientemente del cuerpo del vehículo. Los vehículos con bogie son normalmente más pesados que los vehículos de dos ejes, en cambio su diseño es más simple que el de vehículos de dos ejes con lo que proporciona mayor fiabilidad y un mejor mantenimiento.

Las funciones del bogie son:

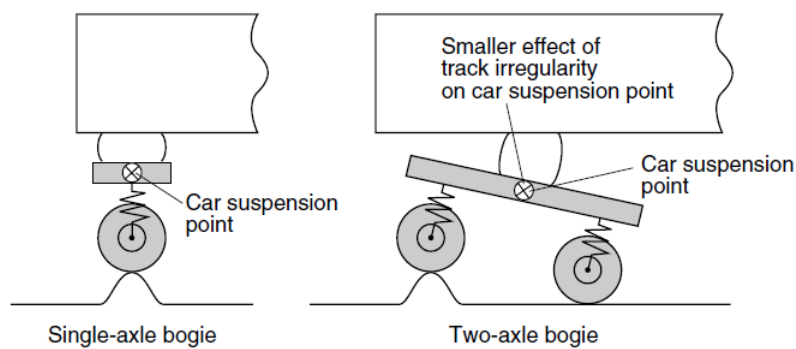
- Soportar firmemente el cuerpo de los vagones
- Guiado del vehículo a lo largo del camino de rodadura
- Proporcionar estabilidad tanto en los caminos rectos como en curvas
- Asegurar el confort durante el trayecto mediante la absorción de las vibraciones generadas por las irregularidades de la vía y minimizar el impacto de las fuerzas centrífugas cuando el tren circula en curvas a alta velocidad
- Minimizar la generación de irregularidades en la vía y la abrasión de los carriles
- Aplicación de las fuerzas de tracción y de frenado

## 2.2.1 Clasificación de los bogies

Los bogies se pueden clasificar en distintos tipos dependiendo del número de ejes montados y el diseño y estructura de la suspensión:

- Número de ejes

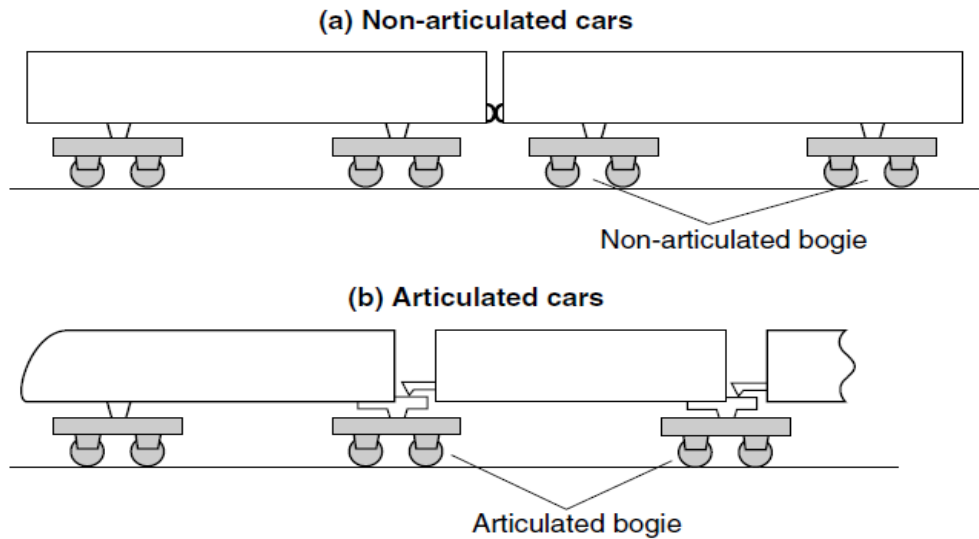
Se clasifican en bogies de un solo eje, de dos ejes, de tres ejes, etc., según el número de ejes que lo componen. El tipo más utilizado es el bogie de dos ejes. Además de su estructura relativamente sencilla, tiene la ventaja de minimizar el impacto de las irregularidades de la vía a los vagones en comparación con las de un solo eje.



**Figura 2.1. Bogies según el número de ejes**

- Bogies articulados y no articulados

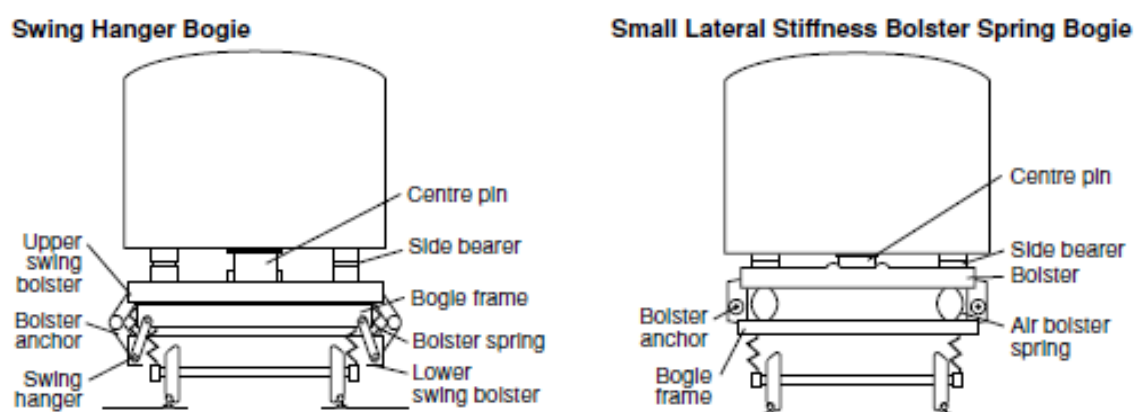
Dependiendo de la suspensión, los bogies pueden clasificarse en articulados y no articulados. Dos bogies no articulados soportan el cuerpo de un solo vagón, mientras que un bogie articulado soporta la parte posterior del vagón precedente y la parte delantera del vagón anterior. Como ejemplo de bogies articulados tenemos el Talgo español y el TGV francés y en algunas líneas del metro de Tokio. Aunque el bogie articulado presenta algunas desventajas frente al no articulado, las ventajas que ofrece son muy significativas como es el confort durante el viaje y el menor ruido ya que los asientos no están encima de los bogies.



**Figura 2.2 (a) Bogies no articulados (b) Bogies articulados**

- Bogie de suspensión colgante y bogie con un pequeño muelle lateral rígido reforzado

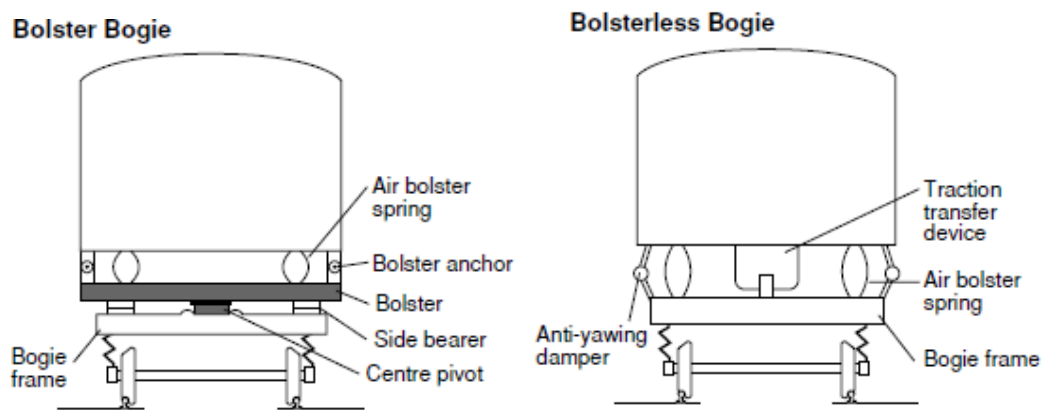
Basados en la estructura del equipo de suspensión los bogies se clasifican en dos tipos: bogie de suspensión colgante y bogie con un pequeño muelle lateral rígido reforzado. El bogie de suspensión colgante consigue un buen confort durante el viaje mediante la minimización de la rigidez horizontal del equipo de suspensión, pero su mantenimiento es relativamente difícil debido a su compleja estructura y a la gran cantidad de piezas. El bogie con un pequeño muelle lateral rígido reforzado se reemplazó por los de suspensión colgante debido a la sencillez de su diseño.



**Figura 2.3. Bogie de suspensión colgante y bogie con muelle lateral**

## - Bogie con refuerzo y sin refuerzo

Estos bogies se diferencian por su equipo de suspensión. El bogie con refuerzo se desarrolló primero. Una característica del bogie es que tiene que girar de forma relativa al cuerpo en las curvas, manteniendo al mismo tiempo una elevada resistencia a la rotación en tramos rectos donde se alcanzan velocidades elevadas. Para conseguir esto, el bogie con refuerzo tiene un pivote central que sirve como centro de rotación y soportes laterales que resisten la rotación. Los bogies sin refuerzo mejoraban sus cualidades reduciendo el número de partes y el peso de éste.



*Figura 2.4. Bogie con refuerzo y sin refuerzo*

## 2.2.2 Componentes del bogie

### 2.2.2.1 Chasis

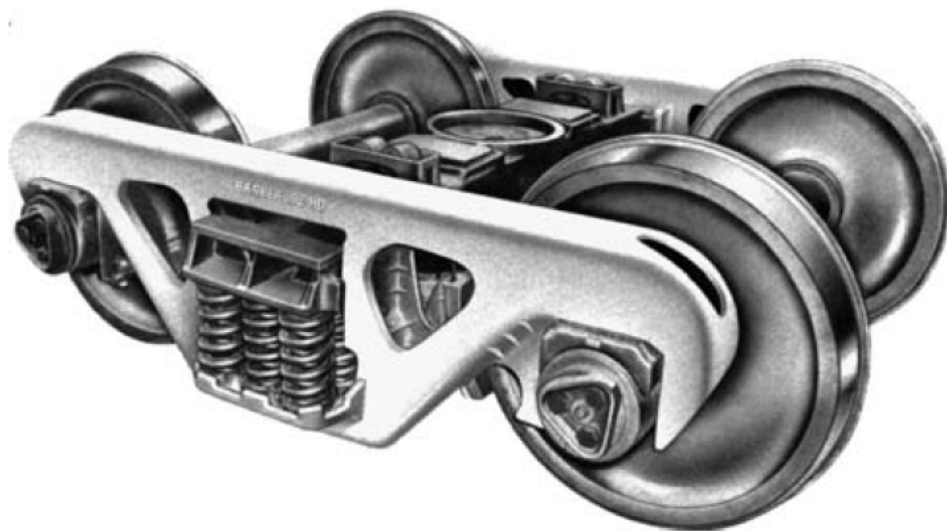
El chasis acomoda distintos equipos al bogie y se encarga de transmitir todas las fuerzas longitudinales, laterales y verticales entre los ejes montados y el cuerpo del vehículo. La mayoría de los chasis de bogies poseen una sola etapa de suspensión, bien entre la caja de grasas y el chasis o entre el chasis y el cuerpo del vagón. Algunos chasis de bogies de pasajeros utilizan las dos suspensiones, tanto la primaria como la secundaria, para de esta manera mejorar la aislación del exceso de las vibraciones que se producen durante la marcha.



A los bogies que disponen de una suspensión central se les denomina comúnmente como bogies de “tres piezas” y su uso está extendido en países como Canadá, Estados Unidos, China, Australia, etc. El chasis de tres piezas consiste del refuerzo y dos chasis laterales que están conectados elásticamente por muelles helicoidales y un sistema de suspensión central que consiste en un nido de muelles helicoidales y cuñas de fricción, los cuales aparte resisten cargas asimétricas y mantienen al chasis cuadrado en el plano.

El cuerpo del vagón se conecta al chasis del bogie por medio de un plato central plano y soportes laterales rígidos.

Los chasis laterales se apoyan en los ejes montados y dependiendo de la caja de grasas la unión entre estos será distinta para cada caso.



*Figura 2.5. Chasis del bogie*

#### **2.2.2.2 Ejes montados**

El eje montado consiste en dos ruedas unidas rígidamente por un eje común. Éste se soporta en los rodamientos del eje.

El eje montado proporciona:

- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- Los medios de transmisión de las fuerzas de tracción y de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.
- La orientación que determina el movimiento dentro del ancho del carril, incluyendo curvas y cruces

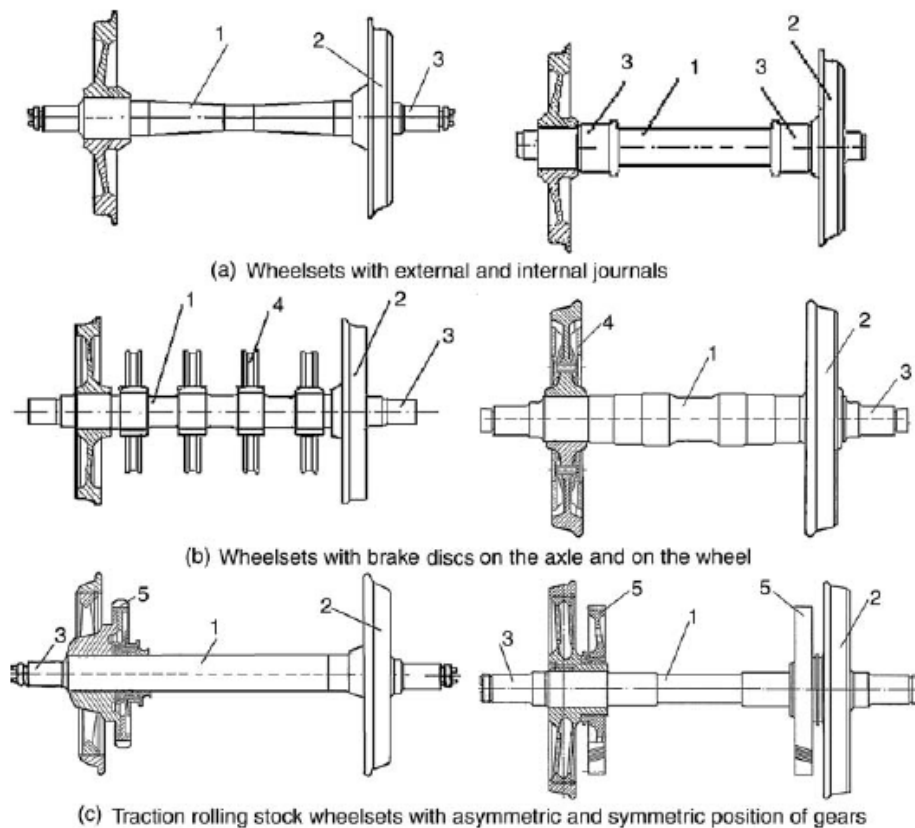
Su diseño depende de:

- El tipo de vehículo
- El tipo de sistema de frenado utilizado
- La construcción del centro de la rueda y la posición de los rodamientos en el eje

Todos los ejes montados tienen dos características comunes, una es la conexión rígida de las ruedas en el eje y la otra es el perfil de la superficie de rodadura de la rueda.

Debido a la conexión rígida de las ruedas con el eje, cuando el vehículo circula por zonas curvas de la vía, el número de revoluciones tanto de la rueda que circula por el interior de la curva como por la del exterior tiene que ser la misma. Esto supondría un deslizamiento en una de las ruedas incrementando la resistencia de rodadura causando un severo desgaste tanto en la rueda como en los carriles. Para poder solucionar este problema las ruedas se fabrican de forma que la superficie de rodadura de las ruedas posea un perfil cónico con ángulo de inclinación  $\gamma$  variable con respecto al eje.

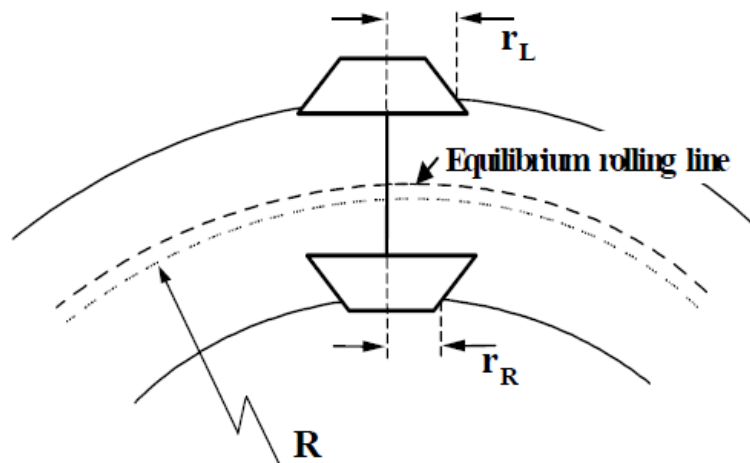
La conicidad se define como la diferencia de los radios de rodadura de las ruedas para un desplazamiento lateral dado del eje montado.



**Figura 2.6. Tipos de ejes montados**

Gracias a los perfiles cónicos de las ruedas, un eje montado puede moverse lateralmente en una curva, rodando con un mayor radio la rueda exterior que la interior, como se puede observar en la figura 2.7.

En la práctica, la rotación los ejes montados en la alineación radial es resistida por la suspensión del vehículo [3]. Cuanto más rígida sea la suspensión primaria, mayores son las fuerzas requeridas para lograr la rotación necesaria. Estas fuerzas se generan por el eje montado que guía, al desplazarse moviéndose hacia el exterior de la línea de equilibrio de rodadura para dar una excesiva diferencia de radio de rodadura, que da lugar a microdeslizamientos y por consiguiente fuerzas de cortadura para guiar al eje montado en la dirección del carril. Del mismo modo, las fuerzas requeridas para guiar en la dirección de la vía el eje montado remolcado se generan al moverse éste hacia el interior de la línea de equilibrio de rodadura.



**Figura 2.7. Diferencia del radio de rodadura**

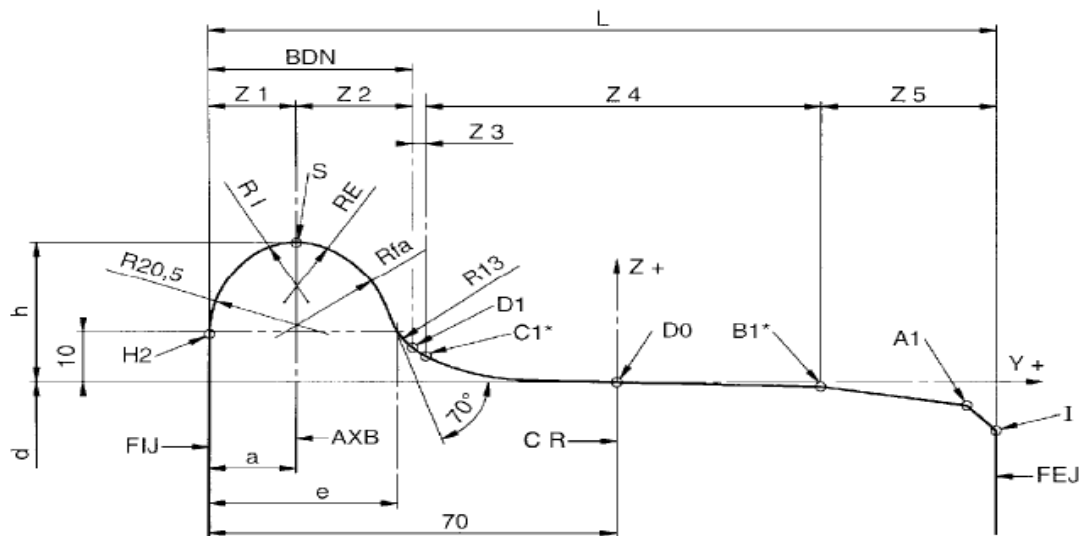
Si el radio de la curva es menor, o la distancia entre ejes del bogie es mayor, el eje montado debe girar con un mayor ángulo. Por lo tanto, se deben generar mayores fuerzas para girar, por lo que las ruedas deben moverse más allá de la línea de equilibrio de rodadura. Las fuerzas que se pueden generar dependen de la "conicidad efectiva" de los ejes montados sobre los carriles. Cuanto mayor sea la conicidad, mayor será el radio de rodadura para un desplazamiento lateral dado. La conicidad tiende a aumentar con el aumento del desgaste de la rueda.

Las fuerzas de guiado están limitadas por uno o dos mecanismos. El primer límite es la adhesión disponible. El segundo límite es la pestaña, que limita el desplazamiento lateral del eje montado, previniendo que el éste genere una diferencia suficiente de radio de rodadura.

Una vez que el eje montado sea incapaz de generar suficientes fuerzas longitudinales para girar a la posición radial, éste tendrá un ángulo de ataque a la vía, y rodará de forma que el contacto sea en la pestaña. Debido al ángulo de ataque, ambos puntos de contacto con la banda de rodadura generarán fuerzas para empujar el eje montado hacia la pestaña, que debe resistir la fuerza de contacto de la pestaña. Estas fuerzas son la principal causa de desgaste.

Como la línea de equilibrio de rodadura está más cerca del carril exterior que del interior, el eje montado guía siempre contactará antes con la pestaña que el eje montado remolcado. Además, los movimientos laterales del eje montado tienden a girar relativamente el bogie o el cuerpo del vehículo con respecto a la vía, lo que aumenta la rotación necesaria para lograr la alineación radial en el eje montado guiado, y lo reduce en el remolcado. Estos factores aseguran que las fuerzas en las curvas siempre son más grandes en el eje montado guía que en el remolcado.

Para diferentes radios de curvas existe un solo valor de conicidad que elimina el deslizamiento, por lo que la forma del perfil de la rueda que proporciona mínimo deslizamiento depende de las características de la vía. La figura 2.8 muestra los puntos característicos de un perfil de rodadura.



**Figura 2.8. Perfil de rodadura**

Existe una gran variedad de perfiles de rueda, pero todas tienen una serie de características comunes:

- La anchura

125-135 mm

- |  |          |
|--|----------|
| - La altura de la pestaña de vehículos   | 28-30 mm |
| - El ángulo de inclinación de la pestaña | 65 y 70° |

Para perfiles cuya forma no sea puramente cónica ya sea por diseño o por desgaste, se le aplica el término de conicidad equivalente. Este es el cociente de la diferencia de los radios de rodadura entre el doble del desplazamiento lateral de eje montado.

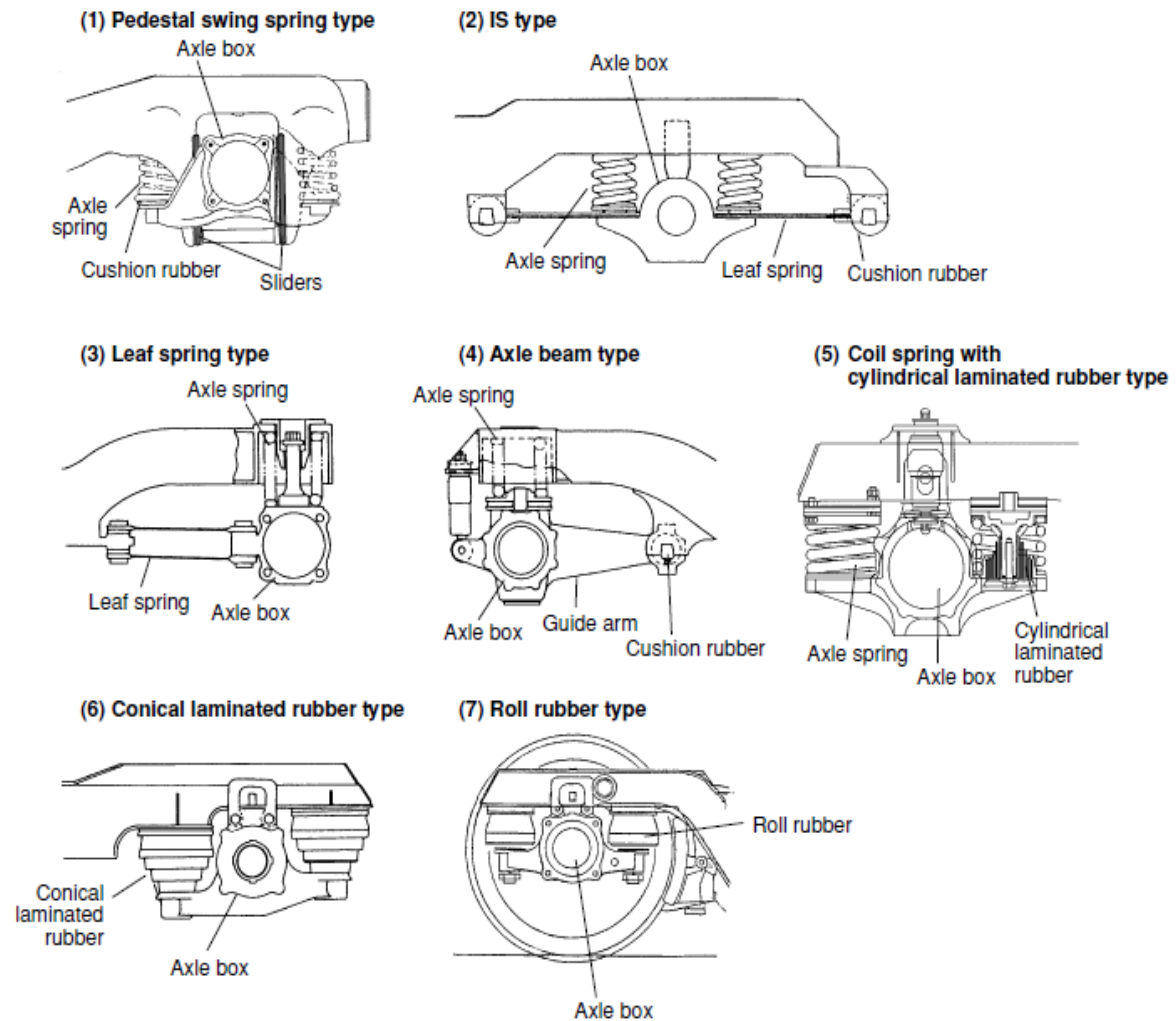
Debido al desgaste, la forma del perfil de rodadura puede modificarse significativamente. Este desgaste puede deberse a un gran número de factores como pueden ser el perfil de curvatura de la ruta, el diseño de la suspensión, el nivel de las fuerzas de tracción y frenado aplicado, la forma del perfil medio del carril y el régimen de lubricación. El desgaste del perfil de rodadura hará que se modifiquen los puntos de contacto de la rueda con el carril haciendo necesario el reperfilado periódico de la rueda.

### **2.2.2.3 Equipo de suspensión**

La suspensión juega un papel importante soportando el cuerpo del vagón, permitiendo al bogie rotar de forma relativa al cuerpo en las curvas, aislándolo de las vibraciones generadas por el bogie, lo que determinará el confort de los pasajeros, y transmitir la fuerza de tracción desde el bogie al cuerpo. A la suspensión que se encuentra entre el cuerpo del vehículo y el bogie se le denomina suspensión secundaria. La otra suspensión que nos encontramos es la suspensión primaria, que es la que está acoplada a la caja de grasas y al chasis del bogie.

Las suspensiones de los chasis de los bogies tienen que operar bajo diferentes estados de carga, de tara a totalmente cargados, y según la carga, la rigidez de los muelles se irá variando.

Existen diferentes tipos de suspensión como muelles, elementos elásticos,... con diferentes configuraciones como se observa en la figura 2.9.



**Figura 2.9. Diferentes tipos de suspensiones**

#### **2.2.2.4 Caja de grasas**

Este dispositivo además de permitir al eje montado girar, alberga los rodamientos así como los soportes de la suspensión primaria sujetando el eje montado al bogie. Permite transmitir todas las fuerzas que se generan en el eje montado al resto de los elementos del bogie.

Las cajas de grasas se clasifican de la siguiente forma:

- La posición de los rodamientos en el eje: exteriores o interiores

- El tipo de rodamiento utilizado: plano o de rodillos

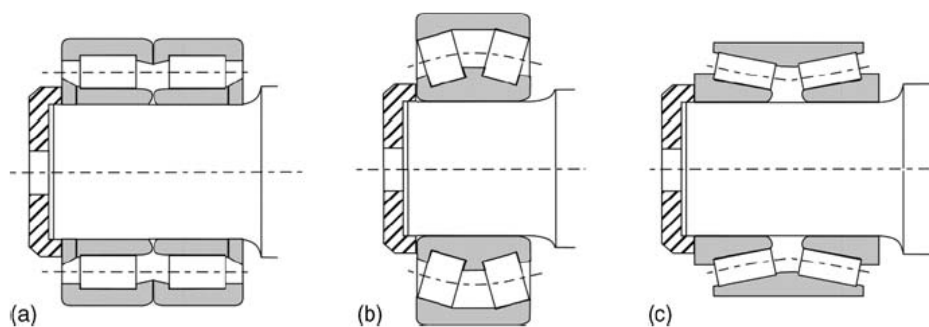
La caja de grasas se diseña para poder conseguir una distribución uniforme de las fuerzas en los rodamientos. La forma externa de la caja de grasas será distinta según sea el método utilizado para unirla al chasis del bogie.

Actualmente los rodamientos de rodillos planos están en desuso debido a que presentan una serie de desventajas como un alto coeficiente de fricción, poca fiabilidad y un mantenimiento intensivo. Aún así presentan una serie de características ventajosas en cuanto a lo que se refiere a comportamiento dinámico.

Los rodamientos de rodillos se clasifican a su vez según:

- Tipo de rodamiento: cilíndrico, cónico o esférico
- El método de ajuste: por presión o por encogimiento

Como ya se ha dicho antes, la construcción de la caja de grasas depende de cómo se produzcan las fuerzas axiales y de cómo se distribuyan las cargas sobre los rodillos. Los rodamientos de rodillos cilíndricos tienen una elevada capacidad dinámica en el sentido radial pero no transmiten fuerzas axiales. Los rodamientos cónicos transmiten las fuerzas axiales a través de la superficie cilíndrica debido a su inclinación en el eje de rotación.



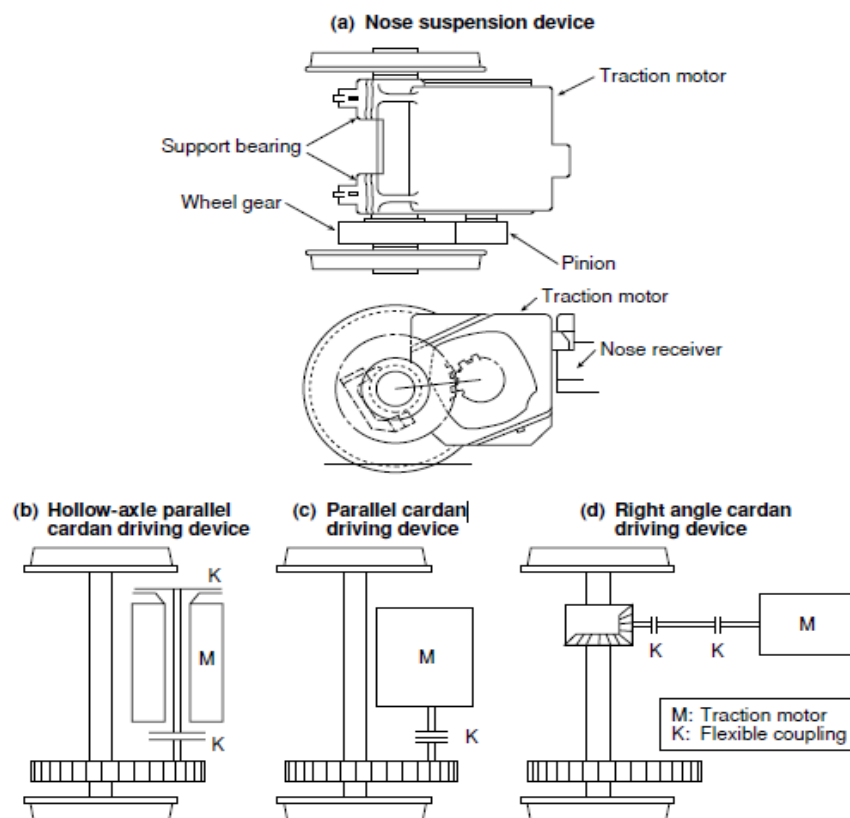
**Figura 2.10. Rodamientos de (a) dos filas cilíndricas (b) una fila auto alineada (c) dos filas cónicas**



La caja de grasas está equipada de un equipo de suspensión, el cuál es un componente crítico ya que determinará el comportamiento del bogie durante la marcha, el confort durante el viaje y la construcción del chasis del bogie. En la figura 2.9 se pueden observar distintos tipos de suspensiones utilizados para la caja de grasas.

### 2.2.2.5 Transmisión

La fuerza del motor [2] se transmitirá a los ejes a través de engranajes y acoplamientos flexibles. A lo largo del tiempo se han ido utilizando diferentes diseños para transmitir el movimiento generado por el motor al eje, pero el diseño que se utiliza en la mayoría de los casos es la junta Cardan provista con un motor pequeño de alta velocidad situado en la estructura del bogie. Este diseño supone una reducción considerable de tamaño y del peso del bogie así como el tamaño de su base.



*Figura 2.11 Tipos de transmisión*

### **2.2.2.6 Dispositivos de frenado**

Existen en la actualidad varios dispositivos de frenado como los discos de freno, frenos motores y frenos de zapata. Los frenos de zapata tienen la forma del perfil de la rueda y se aplican directamente sobre la banda de rodadura de la rueda. La construcción de este tipo de frenos es relativamente sencilla pero tiene el inconveniente que al actuar directamente sobre las ruedas se generan fuerzas de fricción muy elevadas que aumentan la temperatura a niveles críticos aumentando de esta manera el desgaste, pudiendo llegar a generar también la aparición de fisuras térmicas. Los discos de freno utilizan discos a ambos lados del eje o de las ruedas. Los inconvenientes de los discos de frenos es que son costosos de fabricar y mantener, por lo que los trenes que no circulan a gran velocidad utilizan frenos motores para reducir el número de discos a uno por eje.

### **2.2.2.7 Rueda**

Uno de los elementos principales del material rodante es la rueda ferroviaria. Debido a que las ruedas van a estar sometidas a sollicitaciones tanto mecánicas como térmicas, deben de ser extremadamente fiables, ya que cualquier fallo mecánico o error en las dimensiones podría causar un descarrilamiento del tren, y hoy en día aún más debido al uso de trenes de alta velocidad cuyas exigencias son mayores.

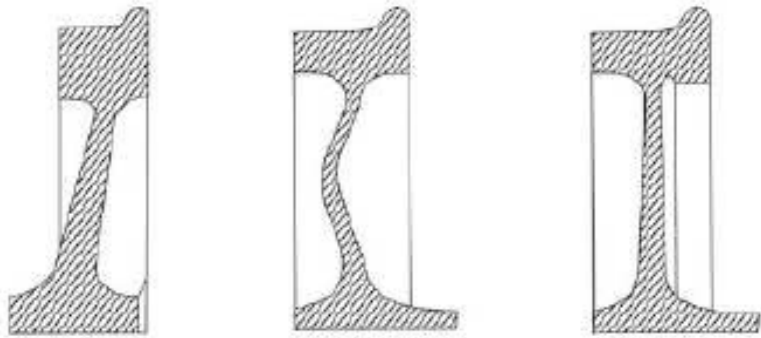
Las ruedas deben estar perfectamente equilibradas, pues en caso contrario, la acción vibratoria correspondiente a la masa desequilibrada llegaría a deformar la superficie de la llanta, produciendo en el cuerpo del vehículo vibraciones o movimientos de pequeña amplitud y frecuencias medias, muy molestos en el caso de coches de viajeros.

Para asegurar la seguridad de las ruedas, se realizan inspecciones periódicas para determinar la posible existencia de fisuras o cualquier defecto en la superficie de rodadura que pueda dar lugar a la creación de fisuras que se propaguen de forma catastrófica pudiendo causar el descarrilamiento del tren.

### 2.2.2.7.1 Clasificación

#### - Ruedas monobloque

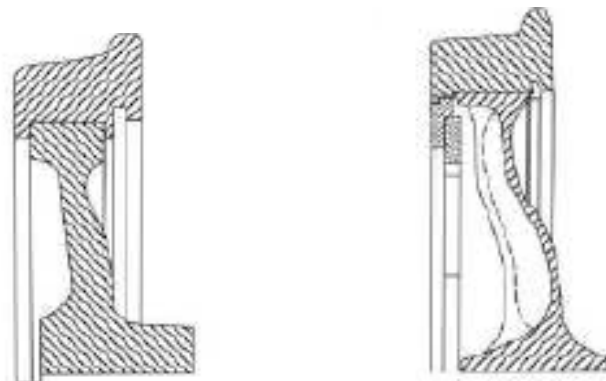
Constituidas por la llanta, el velo y el cubo. La llanta y el velo se unen a través de un radio de acuerdo, perteneciendo la llanta y el velo a la misma unidad, diferenciándose entre ellas por la forma del velo.



*Figura 2.12. Tipos de rueda monobloque*

#### - Ruedas con centro y bandaje

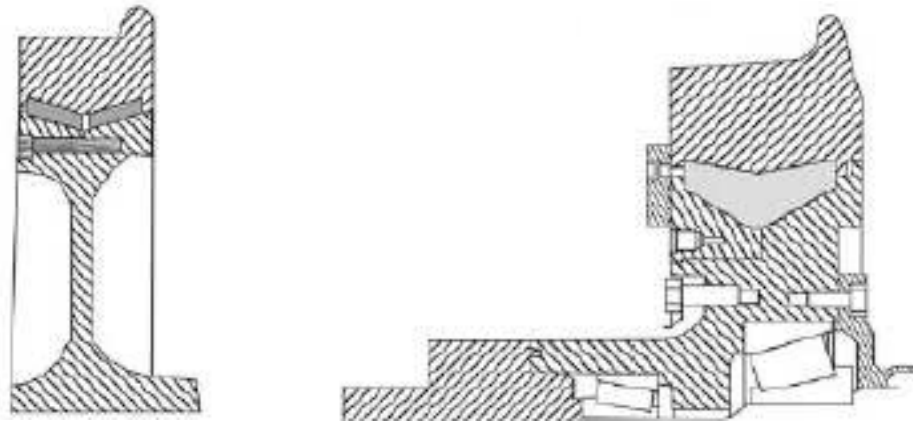
La llanta se une al velo a través de un aro metálico denominado cincillo, con calado en caliente. La principal ventaja de las ruedas con centro y bandaje consiste en la posibilidad de sustituir la llanta conservando el velo y el cubo.



*Figura 2.13. Tipos de rueda con centro y bandaje*

#### - Ruedas ensambladas

Al igual que las ruedas con centro y bandaje, las ruedas ensambladas permiten sustituir la llanta conservando el velo y el cubo. La llanta se une al velo a través de una banda de goma. Esta banda absorbe golpes, ruidos y vibraciones. Dentro de este grupo se puede incluir aquellas ruedas que permiten una rotación independiente, como la observada en la figura 2.14.



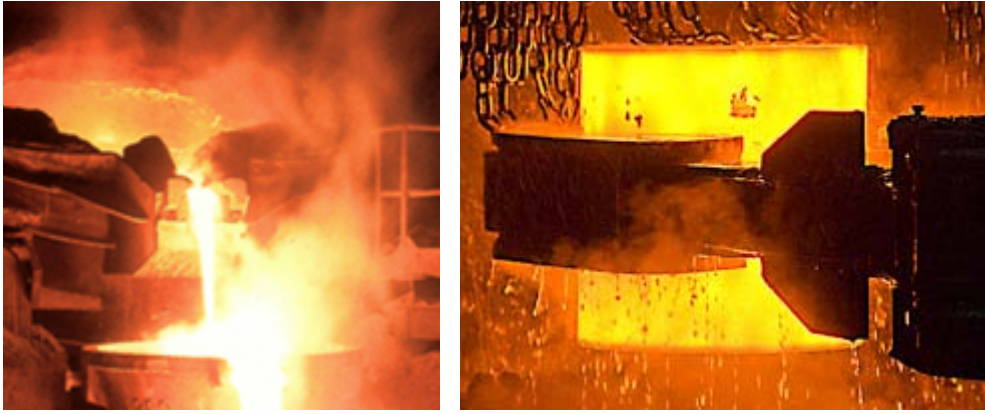
*Figura 2.14. Ruedas ensambladas*

#### **2.2.2.7.2 Proceso de fabricación**

La fabricación de las ruedas está formada por varias etapas. La primera etapa es el forjado con tratamiento térmico y la segunda es su mecanizado final.

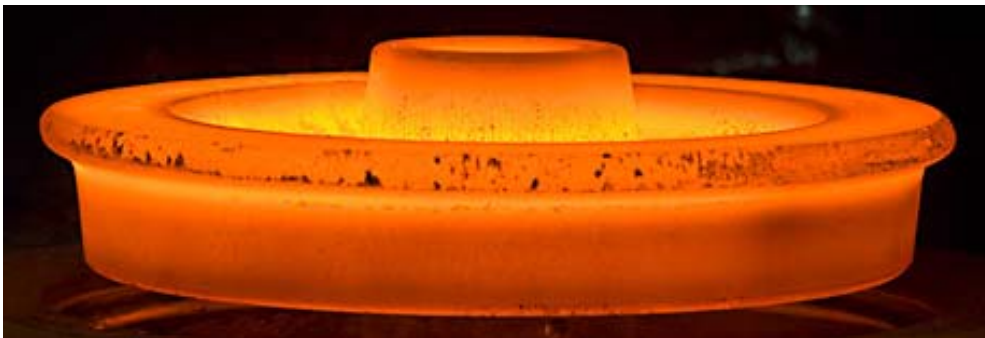
##### - Proceso de forjado y laminado:

1. Se funde acero proveniente de material reciclado en un horno eléctrico a unos 1500°C. El material fundido se introduce en moldes con forma de lingotes. El lingote, una vez enfriado, se corta en secciones denominados bloques, con unas dimensiones y pesos específicos en función de las ruedas que se van a obtener. Los bloques se calientan de nuevo en un horno rotatorio hasta 1500 °C.



***Figura 2.15. Fundición del acero y obtención de los bloques***

2. Los bloques calientes se introducen en una prensa de aproximadamente 6.000 toneladas, la cual transforma los bloques en una forma próxima a la rueda final.



***Figura 2.16. Rueda con el perfil final aproximado***

3. La rueda aún caliente, se introduce en un laminador cuyos rodillos generarán el perfil definitivo de la rueda reduciendo su espesor y aumentando su diámetro, y dando forma también a la banda de rodadura y la pestaña.



*Figura 2.17. Rueda con el perfil definitivo*

5. La rueda con el perfil definitivo se introducen en una prensa que perforará la parte central de la rueda donde se alojará el eje. Todo el material excedente se lleva a los hornos de fundición para su reciclado.



*Figura 2.18. Perforación central de la rueda*

- Procesos térmicos [4]

6. La norma europea EN 13262 define cuatro tipos diferentes de acero que consisten principalmente de hasta 0,6 % en contenido máximo de carbono, hasta el 0.8 % de manganeso y hasta 0,4 % de silicio. Dependiendo de la calidad del acero, las necesidades de ruedas producidas de acuerdo con esta norma son por ejemplo:

- Resistencia a la tracción de la llanta (entre 780 y 1.050 MPa)
- Resiliencia en la llanta ( $\geq 9$  J, medida a temperatura ambiente)
- La tensión residual (tensiones de compresión son necesarias en la llanta de la rueda )
- Resistencia a la tracción en el velo (entre 100 y 130 MPa, menor que la resistencia del borde)
- Resistencia a la fatiga del velo ( $\geq 450$  MPa, estando el velo ya mecanizado, durante  $10^7$  ciclos sin ningún inicio de fractura)

La microestructura es la encargada de proporcionar las propiedades del material anteriormente mencionadas. Aceros de grano fino con microestructuras lamelares finas ferrítico-perlíticas proporcionan un compromiso óptimo entre las propiedades mecánicas, resistencia al desgaste y estabilidad térmica.

Por lo tanto, los aceros ferrítico-perlíticos son predominantes para ruedas de ferrocarril. Sin embargo, en los últimos años se han investigado aceros bainíticos para aplicaciones de material rodante.

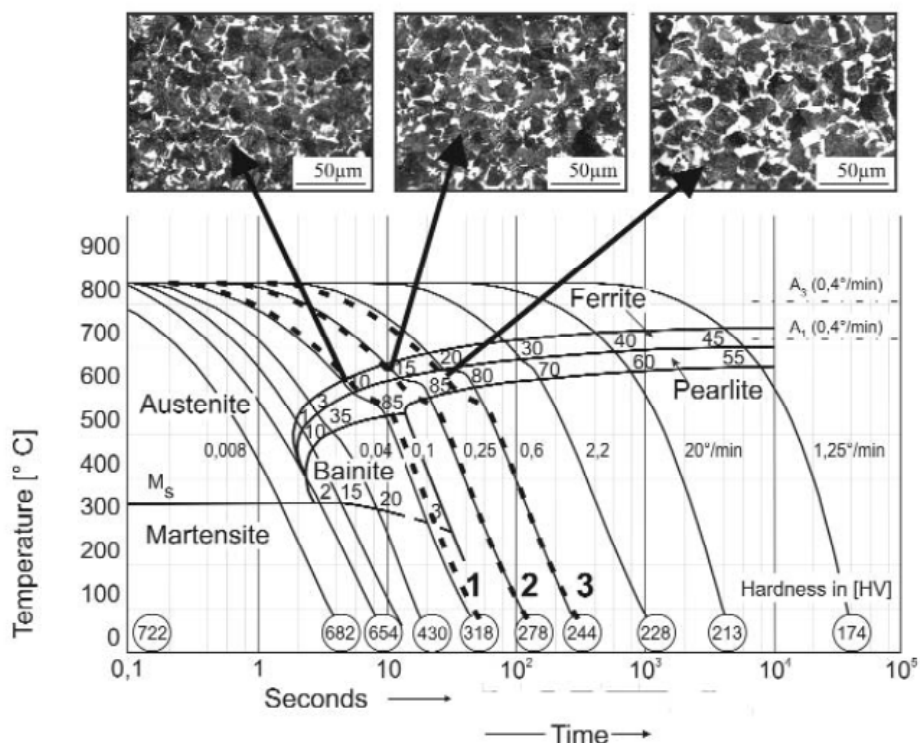


*Figura 2.19. Rueda tratada térmicamente*

El tratamiento térmico de las ruedas es de gran importancia ya que se encarga de proporcionar a la rueda las propiedades necesarias del producto. Las ruedas de ferrocarril son tratadas térmicamente para el endurecimiento de la llanta. Después de la austenización a temperaturas cercanas a los 900 °C, sólo la llanta de la rueda se enfría rápidamente a temperaturas de alrededor de 300 °C, generalmente mediante el uso de agua.

Después de terminar el enfriamiento de la llanta, el cubo y el velo se encuentran aún a temperaturas cerca de la temperatura de transición. El enfriamiento adicional se lleva a cabo al aire, proveyendo a la llanta de una fuerza elevada y de tensiones residuales de compresión generando así que el velo de la rueda sea más flexible. El último paso de recocido a 500° C es considerado un tratamiento para aliviar tensiones sin importantes cambios en la microestructura y las propiedades mecánicas del material de la rueda.

La figura 2.20 muestra un diagrama de transición de tiempo y temperatura para un acero sin alear, con aproximadamente 0,5 % de carbono.



**Figura 2.20. Diagrama de transición tiempo-temperatura de un acero**



Uno de los objetivos principales de los procesos de tratamiento térmico es la alta homogeneidad de la microestructura de la llanta en la dirección radial y circunferencial. Esto es óptimo para obtener un desgaste uniforme característico de la banda de rodadura de la rueda y asegurar un mayor confort durante la marcha debido a la prevención del ovalamiento de la rueda. Además, los daños producidos en la rueda debido a los fallos de fatiga por rodadura serán mínimos.

- Proceso de mecanizado

7. Una vez que las ruedas han sido tratadas térmicamente, éstas pasan a las líneas de mecanizado para ser manipuladas por máquinas de control numérico, para obtener la rueda final.

# **Capítulo 3**

## **La vía ferroviaria**

## **3.1 Introducción**

Se denomina vía férrea al conjunto que constituye el camino de rodadura de los vehículos ferroviarios, cuyas funciones son el guiado del material rodante y la sustentación de cargas. Las vías férreas están constituidas por la infraestructura y la superestructura. [5] [6]

También se ha de considerar elementos indispensables como instalaciones de suministro de potencia, eléctrica y los sistemas de señalización

### **3.1.1 Infraestructura**

La infraestructura está constituida por la plataforma, siendo ésta la base del camino de rodadura del ferrocarril sobre el cual se asienta la superestructura, soportando en último término todos los esfuerzos producidos por la marcha del tren. La plataforma está constituida por terrenos naturales como terraplenes o desmontes, o por estructuras fabricadas, como puentes, viaductos o túneles.

### **3.1.2 Superestructura**

Está constituida por dos filas de carriles, por las cuales se desplaza el material rodante, fijadas sobre las traviesas mediante sujeciones, apoyando las traviesas a su vez en el balasto.

#### **3.1.2.1 Carril**

El carril es el elemento principal de la superestructura el cual recibe directamente las cargas de las ruedas.

##### **3.1.2.1.1 Funciones**

- Absorber y resistir los esfuerzos que recibe del material rodante y transmitirlos a los otros elementos que componen la estructura de la vía:

- Esfuerzos verticales debido al peso de los vehículos
- Esfuerzos transversales debidos a la fuerza centrífuga no compensada y componentes transversales de las fuerzas del movimiento de lazo
- Esfuerzos longitudinales de origen térmico y de frenado y aceleración

- Guiado unidireccional de las ruedas de los vehículos

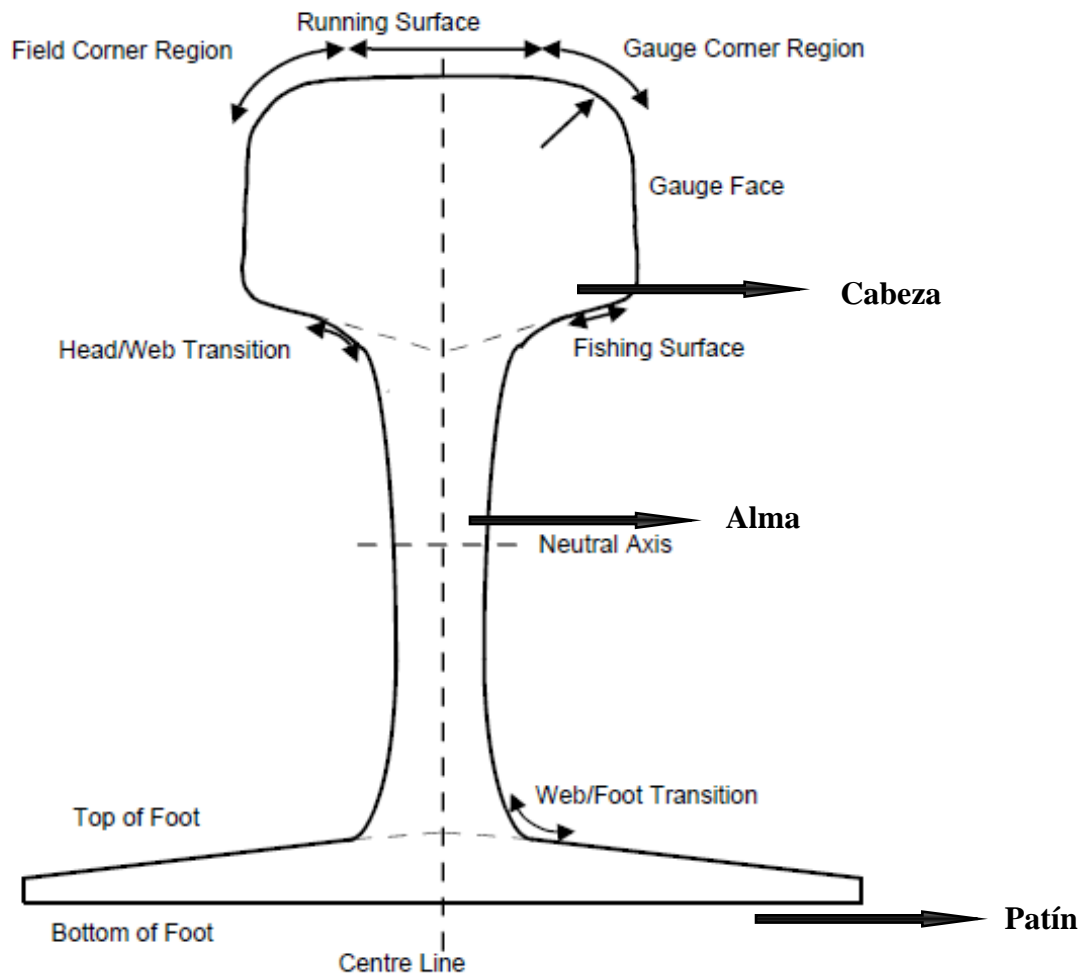
- Conducir la corriente eléctrica para la señalización y eventualmente las corrientes de retorno de la tracción eléctrica

### **3.1.2.1.2 Perfil del carril**

La forma del carril, es decir su sección transversal, viene definida por la interacción de éste con las ruedas del material rodante, así como su integridad estructural. A lo largo del tiempo se han ido utilizando diferentes diseños. Los primeros diseños se caracterizaban por tener sección variable, los denominados carriles de vientre de pez, para luego pasar a diseños de sección constante como los Stevens, Evans, Barlow, Stephenson, etc. En 1836 apareció el carril de patín plano, diseñado por el ingeniero inglés Charles Vignole. En la actualidad se utilizan carriles derivados del carril de Vignole el cual consta de tres partes, cabeza, alma y patín. Otro tipo de carril que se utiliza en la actualidad es el carril de garganta, utilizado en zonas pavimentadas donde transitan vehículos automóviles.

La proporción de la masa del carril suele ser:

- Cabeza: 35-40%
- Alma: 22-27%
- Patín: 38%



*Figura 3.1. Zonas características del perfil de un carril*

#### - Cabeza

Es la parte del carril la cual va a interaccionar directamente con las ruedas del material rodante, por lo que va a ser la que soporte los esfuerzos generados por dicho contacto. Sus dimensiones deben ser suficientes para:

- Que el contacto rueda carril permita el adecuado reparto de cargas
- Transmitir los esfuerzos al alma mediante radios de acuerdo adecuados
- Mantener un margen de desgaste lateral en curvas y un margen de desgaste vertical por efecto del rozamiento

La anchura de la cabeza está comprendida entre los 65 y 72 mm para asegurar que el reparto de cargas sea el adecuado. Anchos mayores pueden provocar desequilibrio de masas.

La altura es aproximadamente de 50 mm, el cual permite un adecuado equilibrio de masa entre el patín y la cabeza.

El bombeo de la parte superior de la cabeza, es decir su radio de curvatura, varía entre los 200 y 500 mm. El radio más adecuado es de 300 mm, ya que se logra un mejor reparto de las tensiones superficiales, evitando también la rodadura plana y los problemas que eso conlleva como rebabas y diferencias de velocidades.

Para que las pestañas del perfil de la rueda del material rodante no entren en contacto con las caras laterales de la cabeza la inclinación de éstas debe ser la adecuada. Esta inclinación suele ser de 1:20 evitando de esta forma el desgaste lateral de la pestaña por el contacto excesivo que se produce por el paso por curvas.

La inclinación de las caras inferiores varía entre 1:4 y 1:3. Es así para facilitar la realización de los radios de acuerdo con el alma.

#### - Patín

El patín se caracteriza por el ancho, espesor y forma de las alas. El ancho condiciona la rigidez del carril en el plano horizontal y su resistencia al vuelco, así como las presiones transmitidas al durmiente.

Se recomienda que se cumpla la siguiente relación:

$$1,1b < h < 1,2b$$

El espesor y la forma de las alas están condicionados por el equilibrio de las masas que debe existir entre las diferentes partes que constituyen el carril, y también por el proceso de laminación.

#### - Alma

El alma debe de transmitir los esfuerzos que se generan en la cabeza hasta el patín.

Su espesor debe ser el adecuado para soportar los esfuerzos cortantes y las tensiones en las zonas cercanas a los agujeros de las bridas. Para el espesor se recomienda un valor entre 15 y 17 mm. Los radios de acuerdo entre el alma y la cabeza así también como los del alma y el patín son zonas de concentración de tensiones. Los radios de estos acuerdos varían entre 15 y 35 mm para reducir estos esfuerzos.

#### **3.1.2.1.3 Acero de los carriles**

El acero de los carriles debe cumplir un conjunto de requisitos, como resistencia a la abrasión, fragilidad, soldabilidad, etc. Estos requisitos se consiguen variando la composición química del acero.

Efectos de los distintos componentes del acero:

- El carbono aumenta la dureza, la resistencia al desgaste y la resistencia a la tracción, pero conlleva un incremento de la fragilidad
- El manganeso aumenta la dureza, la resistencia al desgaste, la resistencia a la tracción y la tenacidad pero influye de forma negativa en la soldabilidad
- El silicio aumenta la dureza, la resistencia al desgaste y permite la eliminación de gases
- El azufre y el fósforo fragilizan al acero, pero son muy difíciles de eliminar, por lo que solo es posible limitar su contenido
- El cromo aumenta la dureza, la resistencia al desgaste y la tenacidad pero da lugar a la formación de martensita por lo que se incrementa la fragilidad

Sabiendo esto, las tolerancias están comprendidas entre los límites que se muestran a continuación:

**Tabla 3.1. Componentes del acero al oxígeno y acero duro**

<b>Componentes del acero (%)</b>	<b>Tipos de acero</b>	
	<b>Acero al oxígeno</b>	<b>Acero duro</b>
<b>C</b>	0,37 – 0,55	0,60 – 0,80
<b>Mn</b>	0,70 – 1,20	0,80 – 1,30
<b>Si</b>	≤ 0,35	0,10 – 0,50
<b>P</b>	≤ 0,05	≤ 0,03
<b>Si</b>	≤ 0,05	≤ 0,03

Para los aceros comunes se utilizan valores de Resistencia a la tracción superior a  $700 \text{ N/mm}^2$ , y para las líneas principales valores mínimos de  $900 \text{ N/mm}^2$ . Para curvas donde el desgaste de la pestaña es mayor se utilizan valores de resistencia a la tracción entre  $1.000$  y  $1.300 \text{ N/mm}^2$ .

#### **3.1.2.1.4 Fabricación de los carriles**

El proceso de fabricación de los carriles se basa en tres fases:

- Fabricación del acero
- Fabricación del carril
- Operaciones de acabado

##### **1) Fabricación del acero**

Fabricación de acero en lingotes o colada continua. Para esta etapa existen cinco métodos diferentes:



- Thomas. Es un proceso antiguo y poco utilizado
- Bessemer. Al igual que el anterior es un proceso antiguo y poco utilizado
- Martín-Siemens
- Eléctrico. Es un proceso costoso y no es utilizado para grandes volúmenes, pero se obtiene un acero de alta calidad
- Linz-Donawitz (soplado al Oxígeno)

## 2) Fabricación del carril

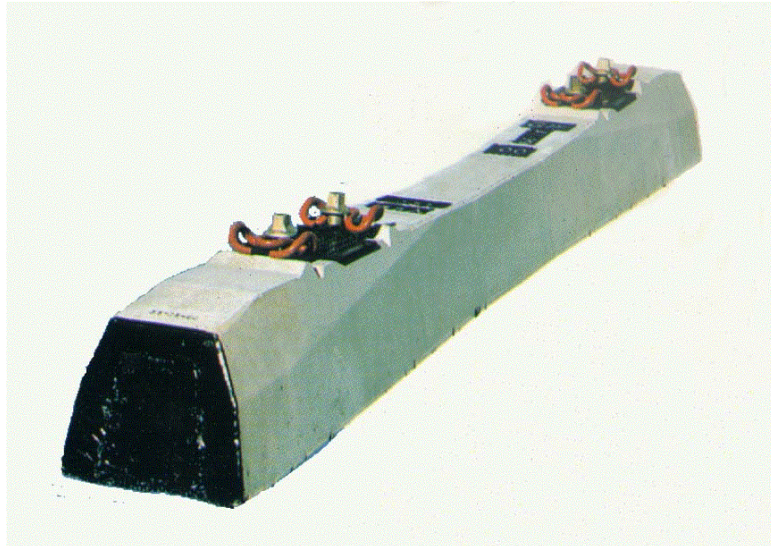
Laminación, preparado, conformado y acabado

## 3) Operaciones de acabado

Corte, enfriamiento controlado, enderezado, control ultrasónico, enderezado de puntas, control visual, comprobación tolerancias, fresado de extremos y taladros, y por último el bautizo

### **3.1.2.2 Traviesas**

Las traviesas o durmientes se colocan en posición transversal a la dirección del eje de la vía apoyándose sobre estos los carriles. Mediante las sujeciones, las traviesas constituyen el nexo entre los carriles y el balasto formando así el emparrillado de la vía.



*Figura 3.2. Traviesa*

#### **3.1.2.2.1 Funciones**

Las traviesas deben cumplir las siguientes funciones:

- Soportar los carriles, fijando y asegurando su posición, la separación y la inclinación correspondiente
- Recibir las cargas verticales y horizontales transmitidas por los carriles y repartirlas sobre el balasto a través de la superficie de apoyo
- Mantener la estabilidad de la vía en el plano horizontal y en el vertical, frente a los esfuerzos estáticos procedentes del peso propio y de las variaciones de temperatura así como los esfuerzos dinámicos debido a la circulación de los trenes
- Mantener, siempre que sea posible, el aislamiento eléctrico entre los dos hilos del carril, cuando la vía está dotada de circuitos de señalización

- En el caso de existir corrientes parásitas provenientes de la electrificación y que puedan producir daño a instalaciones del entorno, deberán ofrecer características aislantes para evitar daños

#### **3.1.2.2.2 Clasificación**

Los durmientes se clasifican de acuerdo al material del cual están constituidos en los siguientes tipos: durmientes de madera, acero, fundición, hormigón armado, sintético, pretensado y post-tensados.

#### **3.1.2.3 Sujeciones**

Las sujeciones son los elementos de unión entre los carriles y las traviesas manteniéndolos en posición vertical e impidiendo que se puedan mover transversal, longitudinal y verticalmente.

Las sujeciones deben de cumplir las siguientes funciones:

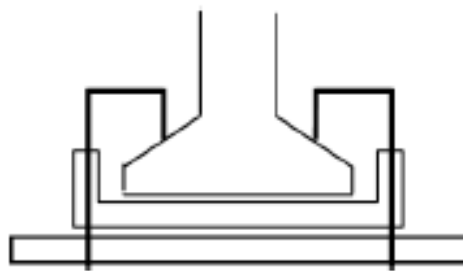
- Mantener unidos el riel y el durmiente con un apriete suficiente sobre el patín del riel
- Mantener el ancho de vía restringiendo el movimiento lateral del carril
- Evitar el vuelco del carril
- Absorber y transmitir a la infraestructura, las cargas estáticas y dinámicas producidas por el material rodante
- Ofrecer una alta resistencia al deslizamiento longitudinal del riel sobre el durmiente

### 3.1.2.3.1 Clasificación

1) Según el anclaje al durmiente, las sujeciones se pueden clasificar en los tres tipos que se describen a continuación:

#### - Sujeciones directas

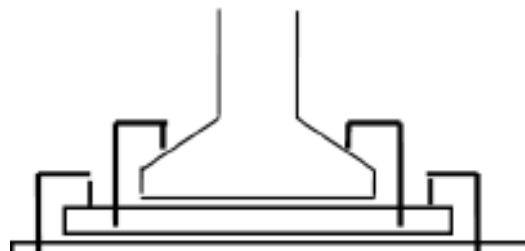
El elemento de anclaje al durmiente es el mismo que proporciona el esfuerzo de apriete.



*Figura 3.3. Sujeciones directas*

#### - Sujeciones indirectas

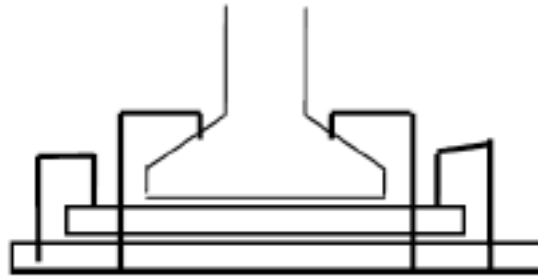
El carril se apoya sobre una placa de asiento metálica. El elemento que proporciona el esfuerzo de apriete es distinto del de anclaje de la placa de asiento al durmiente.



*Figura 3.4. Sujeciones indirectas*

#### - Sujeciones mixtas

El carril se apoya sobre una placa de asiento metálica, pero el elemento que proporciona el apriete es el mismo de anclaje de la placa de asiento al durmiente.



*Figura 3.5. Sujeciones mixtas*

2) Según las características de los elementos que componen el sistema de sujeción:

- Sujeciones rígidas

Cuando la sujeción del carril al durmiente se realiza a través de elementos rígidos.

- Sujeciones elásticas

Cuando la sujeción del carril al durmiente se realiza a través de un elemento o conjunto de elementos elásticos. Cuando este tipo de sujeciones está compuesta por varios elementos, la misión de los mismos puede ser: fijar el carril al durmiente, fijar el carril a la placa o fijar la placa al durmiente. A su vez, las sujeciones elásticas pueden subdividirse en:

- Sujeciones simplemente elásticas

Cuando la sujeción está compuesta por un único elemento elástico o está compuesta por más de un elemento de los descritos anteriormente, pero solo uno de ellos es elástico.

- Sujeciones doblemente elásticas

Cuando el conjunto de la sujeción está compuesto por varios elementos y más de uno son elásticos.

### **3.1.2.4 Balasto**

Es el elemento intermedio entre el emparrillado de la vía y la plataforma. Está constituido por piedras cuya granulometría varía entre los 20 y los 60 mm, proporcionando la elasticidad necesaria a la vía.

#### **3.1.2.4.1 Funciones**

El balasto debe cumplir las siguientes funciones:

- Repartir uniformemente sobre la plataforma las cargas que recibe de los durmientes, de forma tal que no se supere la tensión admisible
- Estabilizar la vía proporcionando una rodadura suave a los vehículos
- Amortiguar las vibraciones de los vehículos sobre la vía, por medio de su estructura pseudo-elástica. La energía de vibración se disipa a través del rozamiento entre las partículas que constituyen el balasto
- Proteger la plataforma de las variaciones de humedad debido al medio ambiente
- Facilitar la evacuación de las aguas de lluvia. Para lo cual debe ser un material permeable
- Permitir mantener la calidad geométrica de la vía mediante las operaciones de bateado, alineación y nivelación

#### **3.1.2.4.2 Características fundamentales**

Para poder cumplir las funciones descritas anteriormente, los materiales utilizados como balasto deben poseer ciertas características:

#### - Naturaleza del material

Para poder soportar elásticamente las cargas de impacto transmitidas por las traviesas, el balasto debe poder resistir dichas cargas. Éste debe ser bateado para poder ser compactado, debiendo soportar dicho proceso sin llegar a la rotura de sus partículas. Por ello las rocas utilizadas para la fabricación del balasto deben ser rocas duras y tenaces, como lo son las rocas ígneas y metamórficas, tales como el granito, diorita, cuarcita, gneis, basalto, etc.

#### - Granulometría

La curva granulométrica del balasto debe estar comprendida entre 20 mm y 60 mm, de tamaño mínimo y máximo respectivamente. Una buena granulometría mejora la trabazón entre las partículas, logrando que las partículas más pequeñas ocupen los huecos que quedan entre las partículas más grandes.

#### - Forma geométrica de las partículas

Para que exista una buena trabazón entre las partículas, que garantice la estabilidad de la vía, las partículas del balasto deben tener forma poliédrica con aristas vivas, lo que obliga a obtenerlas mediante el machaqueo de rocas sanas.

#### - Índice de huecos

Al reducir el índice de huecos, aumenta el ángulo de fricción interna del balasto, por lo tanto aumenta el esfuerzo cortante y al aumentar este, aumenta la resistencia a la deformación, logrando así una mayor estabilidad de la vía.

# **Capítulo 4**

## **Contacto rueda-carril**

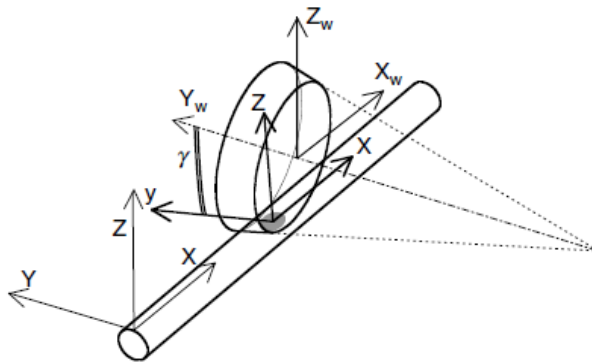


## 4.1 Introducción

Para poder conocer el comportamiento dinámico del ferrocarril así como los fenómenos de desgaste y fatiga que ocurren tanto en la rueda como en el carril es necesario entender en profundidad todos los fenómenos que tienen lugar en la zona de contacto entre los dos cuerpos. Desde los comienzos del ferrocarril se han ido desarrollando diferentes teorías para entender el fenómeno del contacto rueda-carril, en concreto el primer modelo teórico que se desarrolló fue el de la fuerza de contacto longitudinal de Carter, siguiéndole de Pater, Johnson, y más recientemente Kalker. Otros autores importantes como Rocard, Haines, Ollerton, Halling y Vermeulen, han contribuido al desarrollo de teorías para la comprensión del contacto. En cualquier caso el primero que sentó las bases de todos estos estudios fue Heinrich Hertz, desarrollando la teoría del contacto de Hertz.

## 4.2 Teoría del contacto rueda-carril

La zona de contacto entre la rueda y el raíl es una pequeña área horizontal. La presión de contacto en esta pequeña superficie se puede considerar una zona de concentración de tensiones comparando los esfuerzos en el resto del conjunto. El centro de esta superficie es también un punto de aplicación de fuerzas verticales, esfuerzos cortantes y longitudinales. El conocimiento de estas fuerzas es necesario para determinar el equilibrio y el comportamiento dinámico.



*Figura 4.1. Esquema del contacto rueda-carril*

Para poder determinar este comportamiento y estas fuerzas, lo primero que se deben calcular son los parámetros de contacto: la superficie de contacto, la presión y el esfuerzo cortante. Cuando se cumplen ciertos requisitos, es posible separar el problema normal del problema tangencial, tratándolos como problemas independiente. Los requisitos que se deben cumplir son los siguientes [7]:

- Superficies sin fricción e idealmente lisas
- Idénticas propiedades de los materiales de los dos cuerpos en contacto
- Materiales linealmente elásticos
- Constante curvatura de los cuerpos cercana a la zona de contacto (puede no cumplirse en las zonas de transición, es decir, contactos cerca de la zona de la base de la pestaña)
- El área de contacto es pequeña en comparación al tamaño de los cuerpos y los radios (puede no cumplirse en las zonas de transición, es decir, contactos cerca de la zona de la base de la pestaña)

Cumpliendo dichos requisitos se abordará el problema por separado en dos diferenciados:

- El problema normal
- El problema tangencial

## **4.2.1 Contacto normal**

### **4.2.1.1 Contacto de Hertz**

Cuando dos cuerpos [8] de superficies lisas se tocan sin deformación, en el origen  $O$  de los ejes cartesianos (figura 4.2), en el que  $Oz$  es su normal común y el plano  $xy$  es su plano tangente común, se puede observar que la separación paralela al eje  $z$  se puede expresar por:

$$h \cong Ax^2 + By^2 \quad (4.1)$$

donde  $A = 1/2R'$   $B = 1/2R''$  y son funciones de los principales radios de curvatura  $\rho'_1, \rho''_1$  y  $\rho'_2, \rho''_2$  de las dos superficies respectivamente, y  $R'$  y  $R''$  son los radios relativos de curvatura principales. En esta aproximación los términos de mayor orden se descartan, por lo que es una buena aproximación sólo para pequeñas distancias de  $O$  comparado con los radios de curvatura de las superficies. De la ecuación (1) se deduce que para contornos de separación constante son elipse cuya relación de semiejes es  $a'/b' = \sqrt{B/A}$ . Bajo compresión, los puntos de la superficie de los cuerpos sufren un desplazamiento normal elástico  $w_1(x, y)$  y  $w_2(x, y)$  (figura 4.3), tal que:

- en el área de contacto:

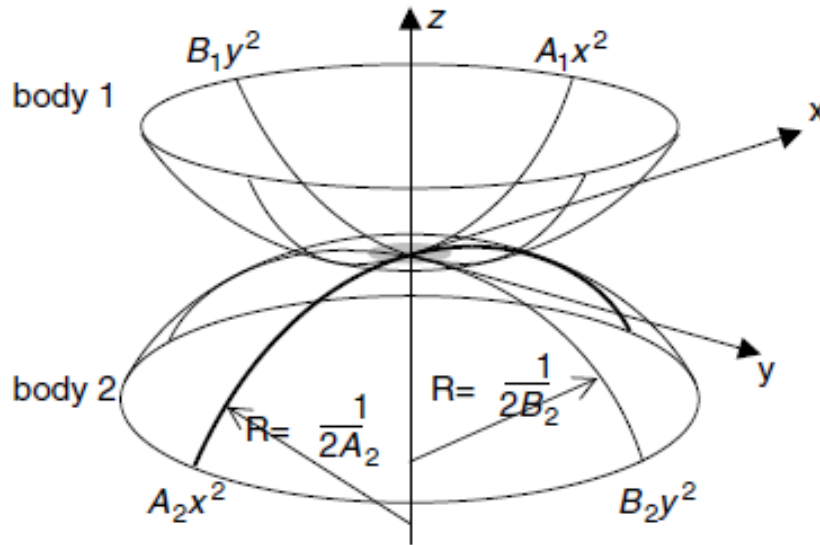
$$w_1(x, y) + w_2(x, y) = \delta - Ax^2 - By^2 \quad (4.2a)$$

- y fuera del área de contacto:

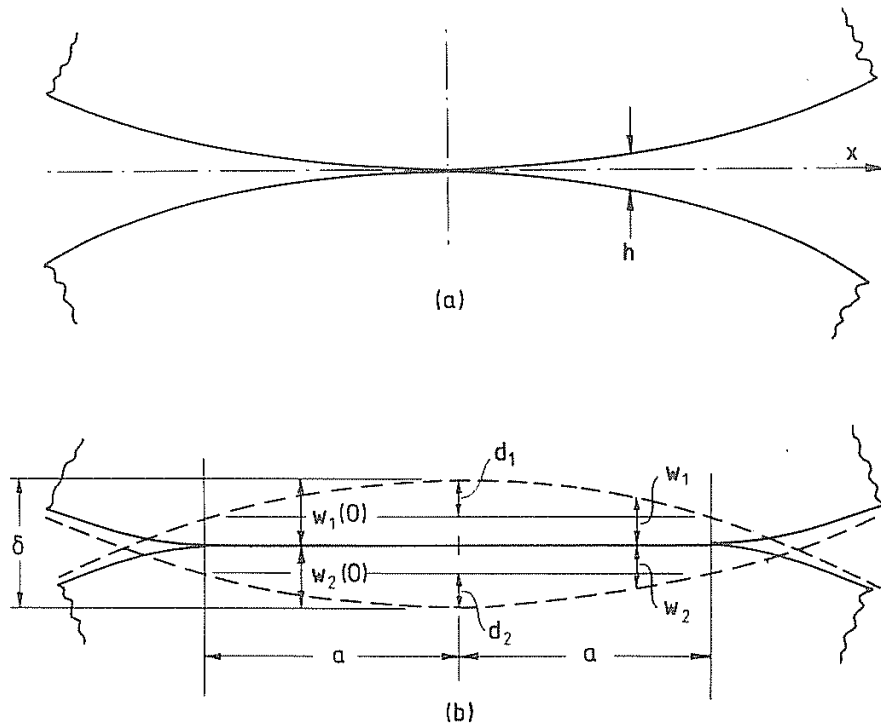
$$w_1(x, y) + w_2(x, y) > \delta - Ax^2 - By^2 \quad (4.2b)$$

En estas ecuaciones  $\delta$  es la aproximación de los puntos en el cuerpo que son cogidos como datos para desplazamientos elásticos, para que:

$$\delta = w_1(0) + w_2(0) \quad (4.2c)$$



**Figura 4.2. Caso general del contacto hertziano**



**Figura 4.3. Geometría de contacto de cuerpos no conformes (a) sin carga (b) cargados**

Hertz reconoció que el contacto de cuerpos no conformes era un caso de concentración de tensiones el cual se podía analizar independientemente de la geometría y el estado de tensiones en el cuerpo como un todo. Confinando la atención a la superficie próxima a la zona de contacto, las tensiones y las deformaciones se podían

encontrar descartando la leve curvatura de las superficies de los dos cuerpos y tratando cada uno como un semi-espacio elástico conectado por la superficie plana  $z = 0$ . Boussinesq ya había realizado estudios de la deformación de un cuerpo semi-infinito debido a la presión ejercida en una pequeña área. Boussinesq encontró ya la deflexión de la superficie de un espacio-medio producido por una presión uniforme actuando en un área elíptica y también demostró que la presión necesaria para producir un desplazamiento normal de un área elíptica viene de la forma:

$$p'(x, y) = p_0[1 - (x/a)^2 - (y/b)^2]^{-1/2} \quad (4.3)$$

Hertz debía de estar familiarizado con este término ya que procede a mostrar la distribución de la presión de la forma:

$$p(x, y) = p_0[1 - (x^2/a^2) - (y^2/b^2)]^{1/2} \quad (4.4)$$

Produce una deformación normal en la elipse cuyos semi-ejes son a y b, tal que:

$$w_1(x, y) + w_2(x, y) = (L - Mx^2 - Ny^2)/\pi E^* \quad (4.5)$$

Donde  $L$ ,  $M$  y  $N$  son funciones de  $p_0$ ,  $a$  y  $b$ , y  $1/E^* = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$ . Ahora, cogiendo unos valores adecuado de  $a$ ,  $b$  y  $\delta$ , el desplazamiento dado por la ecuación (5) satisface la condición de contacto dada por (2a). Hertz entonces demostró que el desplazamiento fuera de la elipse de contacto satisfacía la condición (2b) de que las superficies no deberían superponerse. La solución estaba entonces completa.

Resumiendo, se puede decir que si dos cuerpos en contacto presentan las siguientes condiciones:

- Comportamiento elástico
- Espacios semi-infinitos

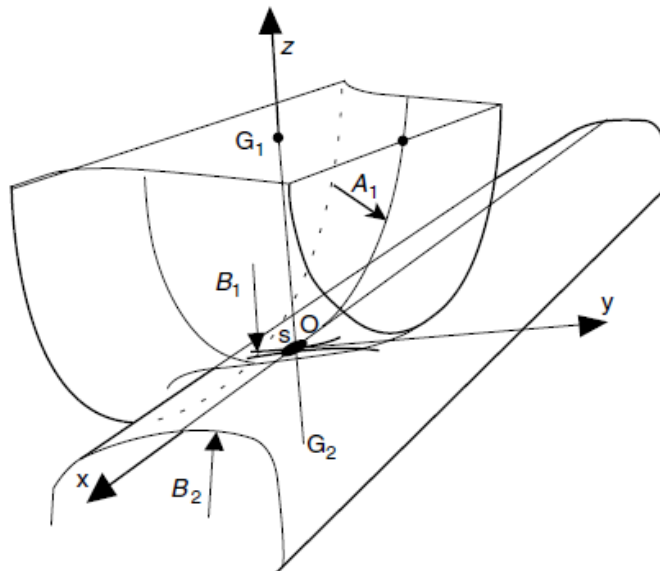
- Curvatura del radio mucho más grande que el área de contacto
- Curvatura constante dentro de la zona de contacto

Entonces:

- La superficie de contacto es una elipse
- La superficie de contacto se considera plana
- La presión de contacto es una semi-elipsoide

#### 4.2.1.2 Contacto de Hertz aplicado al ferrocarril

Aplicando el contacto de Hertz al caso del ferrocarril (figura 4.4), para la curvatura y el radio se tiene que [9]:



*Figura 4.4. Caso ferroviario del contacto hertziano*

- Para la rueda

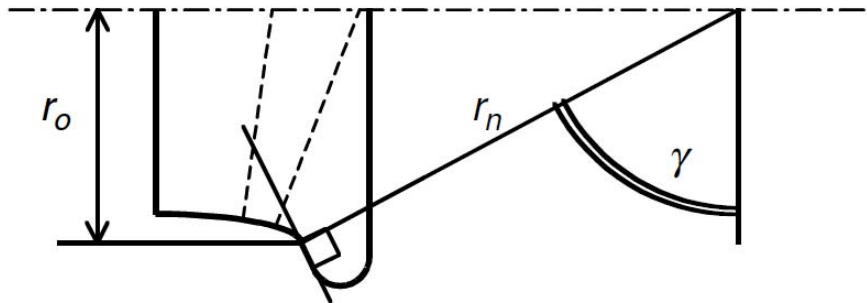
$$\frac{d^2 w_1}{dx^2} = 2A_1 \approx \frac{1}{r_n} \quad (4.6)$$

$$\frac{d^2 w_1}{dy^2} = 2B_1 \approx \frac{1}{R_{wx}} \quad (4.7)$$

- Para el carril

$$\frac{d^2 w_2}{dy^2} = 2B_2 \approx \frac{1}{R_{rx}} \quad (4.8)$$

La curvatura  $A_2$  se desprecia ya que el carril es recto, el radio es infinito.  $B_1$  y  $B_2$  se deducen del perfil transversal,  $A_1$  de  $r_n$ , el radio normal de la rueda que se deduce de  $r_o$ , el radio de giro de la rueda.



*Figura 4.5. Determinación de la longitud de la curvatura del radio de rodadura*

#### 4.2.1.2.1 Relación de A/B con b/a

Antes de que se aplique la carga, A y B siendo siempre positivos y su valor es:

$$A = \frac{1}{2r_n} \quad (4.9)$$

$$B = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rx}} \right) \quad (4.10)$$

Convencionalmente,  $a$  es el semieje longitudinal de una elipse en la dirección  $x$  y  $b$  está en la dirección transversal, eje  $y$ . Las relaciones  $A/B$  y  $b/a$  varían de la misma manera, si  $A > B$  entonces  $b > a$ . Si la relación  $A/B = 1$ ,  $b = a$  siendo el contacto circular.

#### 4.2.1.2.2 Cálculo de los semiejes

Se basa en la determinación del ratio de los semiejes,  $b/a$  ó  $a/b$ , que es función de  $B/A$  usando un parámetro intermedio, el ángulo  $\theta$ :

$$\cos \theta = \frac{|B-A|}{B+A} \quad (4.11)$$

Si  $a > b$ , entonces  $a$  y  $b$ , así como la reducción de la distancia entre los dos cuerpos  $\delta$ , vienen dados por:

$$a = m \left( \frac{3}{2} N \frac{1-v^2}{E} + \frac{1}{A+B} \right)^{1/3} \quad (4.12)$$

$$b = n \left( \frac{3}{2} N \frac{1-v^2}{E} + \frac{1}{A+B} \right)^{1/3} \quad (4.13)$$

$$\delta = r \left( \left( \frac{3}{2} N \frac{1-v^2}{E} \right)^2 (A+B) \right)^{1/3} \quad (4.14)$$



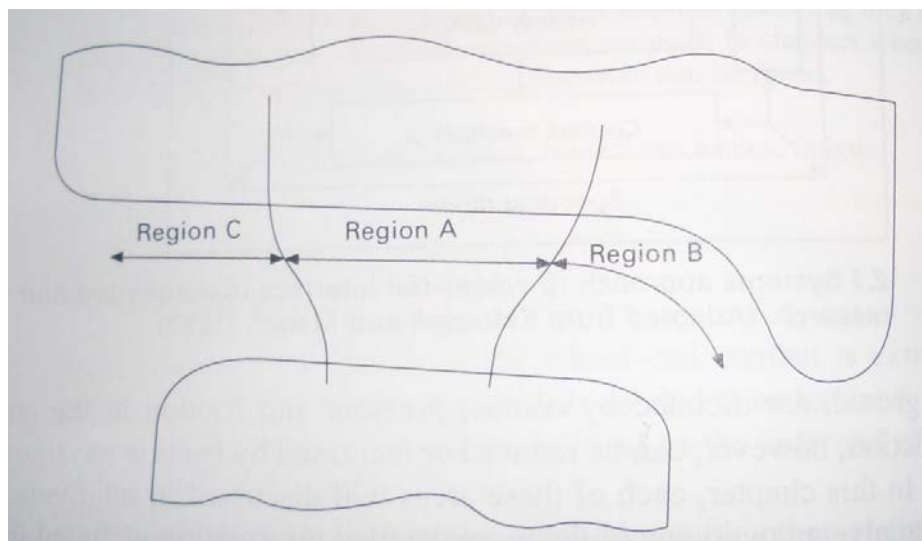
**Tabla 4.1. Coeficientes de Hertz desde  $\theta=0^\circ$  hasta  $180^\circ$**

$\theta$	$0^\circ$	$5^\circ$	$10^\circ$	$30^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$150^\circ$	$170^\circ$	$175^\circ$	$180^\circ$
<b>A/B</b>	0	0.0019	0.0077	0.0717	0.3333	1	3	13.93	130.6	524.6	$\infty$
<b>b/a=n/m</b>	0	0.0212	0.047	0.1806	0.4826	1	2.072	5.538	21.26	47.2	$\infty$
<b>m</b>	$\infty$	11.238	6.612	2.731	1.486	1	0.7171	0.4931	0.311	0.2381	0
<b>r</b>	0	0.2969	0.428	0.7263	0.9376	1	0.9376	0.7263	0.4280	0.2969	0

#### 4.2.1.2.3 Punto de contacto entre los perfiles de la rueda y el carril

La posición de contacto [10] entre la rueda y el carril varía continuamente a medida que el tren progresa por la vía. La posición exacta dependerá de los perfiles tanto de la rueda como del carril, de la curvatura de la vía y si el eje montado es el que guía o es el guiado así como otros factores del diseño del bogie.

En la figura 4.6 se puede apreciar las posibles zonas de contacto que pueden existir entre la rueda y el carril definiéndolas como:



**Figura 4.6. Regiones de contacto entre la rueda y el carril**

- Región A. Banda de rodadura de la rueda-Cabeza del carril

Esta zona de contacto es donde más usualmente ocurre el contacto, que es cuando el tren circula por vías rectas o por curvas de curvatura muy elevada.

- Región B. Pestaña de la rueda-Esquina de la cabeza del carril

En esta zona de contacto el contacto es mucho más pequeño que en la región A, produciéndose tensiones mucho mayores acelerando de esta forma el desgaste. Debido a esto y a la posibilidad de que se produzca flujo de material de la rueda y el carril, se pueden dar contactos en dos puntos, produciéndose contacto también en la banda de rodadura de la rueda y la cabeza del carril.

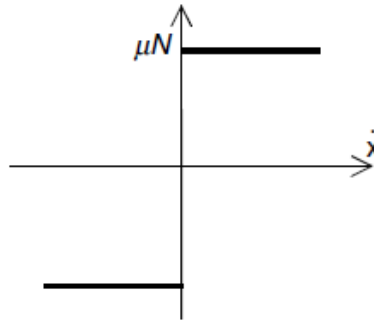
- Región C. Contacto de los extremos de la rueda y el carril

No es usual que el contacto se produzca en esta zona, pero si se da el caso se producirían tensiones no deseadas que generan el desgaste de los componentes causando el incorrecto manejo del eje montado.

## **4.2.2 Contacto Tangencial**

El contacto rueda-carril [11] es un contacto de fricción por rodadura, el cual va a presentar dos áreas, un área de adhesión y otra área de deslizamiento el cual aumenta a medida que aumenta la velocidad de deslizamiento. La teoría más sencilla de rodadura es aquella en el que la rueda y el carril se consideran igual de rígidos y el contacto se rige por la ley de fricción de Coulomb (figura 4.7). En esta teoría la velocidad circunferencial de la rueda y la velocidad de traslación de la rueda sobre el carril son iguales a menos que la fuerza tangencial esté saturada. Dado que el contacto se lleva a cabo en un solo punto, las fuerzas de transmisión están concentradas. Sin embargo, cuando se quieren tener en cuenta pérdidas de fricción en la rueda motriz de la locomotora, la dinámica del vehículo, cálculos de fuerza y de fatiga así como los fenómenos de desgaste, esta hipótesis es demasiado simple. De hecho, en la dinámica del vehículo, las pequeñas velocidades que realmente se producen en

el contacto rueda-carril son de gran importancia, en los cálculos de fuerza y fatiga no se puede tener fuerzas concentradas, y en los cálculos de fricción y desgaste el producto de la fuerza de deslizamiento es esencial. Para estas aplicaciones se necesita una teoría más refinada.



**Figura 4.7. Modelo de Coulomb**

#### **4.2.2.1 Teoría de Carter**

En el año 1926 Carter publica el documento “*On the action of a locomotive driving Wheel*”, en el cual desarrolla la teoría bidimensional del contacto en rodadura con fricción para su aplicación a vehículos ferroviarios. En ella da una solución exacta a la relación entre el deslizamiento longitudinal y la fuerza tangencial.

A medida que la rueda y el carril se van desgastando [12], el área de contacto entre estos varía. Para un carril nuevo la dimensión longitudinal del contacto, es decir el semieje  $a$  de la elipse, suele ser mayor que la dimensión transversal, es decir el semieje  $b$  de la elipse; pero a medida que el desgaste avanza el carril se va aplanado, haciendo que el área de contacto se pueda aproximar a una banda transversal al carril. De este modo el estado final se puede aproximar el carril y la rueda a dos cilindros. De esta forma el problema se puede tratar como uno de dos dimensiones. En vez de asumir que el problema sea de un cilindro rodando sobre un plano, será de dos cilindros de un material similar y de radios iguales y opuestos, presionados juntos y rodando el uno sobre el otro. Bajo esta proposición cualquier tensión o esfuerzo en uno de los miembros, solo bajo las fuerzas de tracción tangenciales, se iguala inversamente al otro miembro, y la distribución de la presión entre los miembros no se ve afectada por la

tracción, ya que el desplazamiento radial de las superficies en contacto son complementarias.

El radio de la rueda es mayor comparado con la longitud de la circunferencia del área de contacto, y, a excepción de particularidades en el contacto, se puede considera infinito. El problema se trata entonces como un medio elástico infinito limitado por un plano, en el cual existe una distribución local de presión y tracción transversal.

En la figura 4.8, A'OA representa la superficie de contacto durante la operación normal con la rueda rodando en dirección longitudinal [13]. Siendo A el punto de entrada de contacto y A' el punto de salida. La curva A'BA representa la curva de tracción tangencial límite, mientras que la curva A'CDA la curva real de tracción tangencial, y esta nunca excede la curva límite. Las superficies en contacto corresponden a la porción de curva ADC o al área de contacto definida por ADCE.

En la porción de la curva ADC, las superficies en contacto están completamente unidas, y los esfuerzos en la superficie son constantes. Para una variación en los esfuerzos en uno de los miembros se requiere una variación igual y opuesta al otro miembro, y esto no es posible donde las superficies de contacto no tienen movimiento relativo. Más allá del punto C, la presión entre las superficies es insuficiente para soportar los esfuerzos por lo que las superficies deslizan con la tensión tangencial límite.

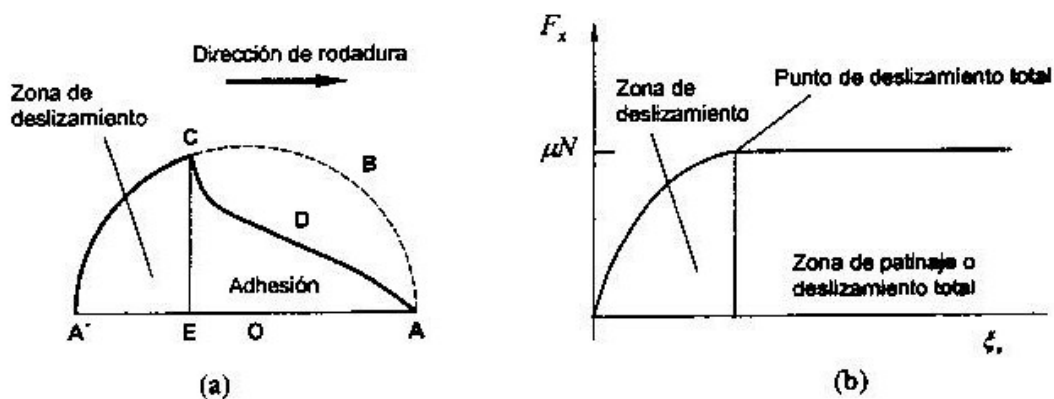


Figura 4.8. (a) Distribución local de Carter. (b) Ley de fuerzas de deslizamiento de Carter

Carter dio la solución que relaciona el deslizamiento longitudinal con la fuerza de tracción:

$$f = \left[ \frac{\pi \cdot G(\lambda + G)}{2(\lambda + 2G)} R l N \right]^{1/2} \left( \frac{q}{1 - (1 - q)^{1/2}} \right) \quad (4.15)$$

$q$	$F/F_x$
$F$	esfuerzo de tracción total en la rueda
$F_x$	fuerza tangencial en la dirección longitudinal
$a$	semieje de la elipse de contacto en la dirección longitudinal
$b$	semieje de la superficie de contacto en la dirección lateral
$R$	radio de la rueda
$f$	fuerza de tracción por unidad de deslizamiento en la dirección longitudinal
$l$	longitud equivalente del contacto transversal al carril ( $4b/3$ )
$N$	fuerza normal total
$G$	módulo de rigidez
$\sigma$	ratio de Poisson
$\lambda$	constante de Lamé [ $2G \sigma / (1 - 2 \sigma)$ ]

Para el caso de carriles y ruedas de acero, Carter da un valor aproximado, donde las fuerzas están en kilogramos y las distancias en milímetros:

$$f = 93[RlN]^{1/2} \quad (4.16)$$

#### 4.2.2.2 Pseudo-deslizamientos

Aunque parezca que la teoría de Carter es suficiente cuando se considera la acción de una rueda motriz, es insuficiente para la simulación de vehículos en movimiento. Es necesario considerar las fuerzas en la dirección lateral junto con el movimiento en la dirección de rodadura, es decir, es necesaria una teoría tridimensional además de la teoría bidimensional de Carter.

Como un primer paso de Pater y Johnson establecieron que la teoría de Hertz se podía usar para predecir la forma y el tamaño del área de contacto así como la presión normal.

La relación de los ejes  $a/b$  depende únicamente de las curvaturas de la rueda y el carril. El área de contacto depende de la fuerza normal pero es independiente de la fuerza tangencial.

Como segundo paso, analizaron el movimiento de la rueda con respecto al carril cuando se consideran los dos igual de rígidos. Lo que buscaban con esto era la generalización del deslizamiento de Carter. Este movimiento es el movimiento de un cuerpo rígido en el plano de contacto, el plano tangente común de la rueda y el carril, y la velocidad correspondiente a este movimiento es una traslación y una rotación respecto a la normal común en el centro del área de contacto:

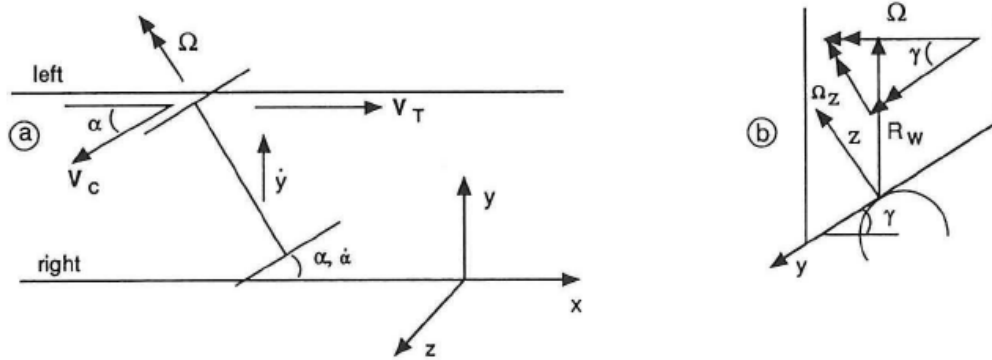
$$\xi V = (\xi - \phi y, \eta + \phi x) V \quad (4.17)$$

O	Centro del área de contacto
$x$	coordenada en la dirección de rodadura
$y$	coordenada en la dirección lateral
$z$	coordenada en la dirección normal al plano de contacto
$V_T$	velocidad lineal de la rueda en el carril en O
$V_C$	velocidad circunferencial de la rueda en O
$V$	velocidad de rodadura, $V = \frac{1}{2}  V_T + V_C $
$\xi$	deslizamiento rígido relativo; $\xi V$ es el deslizamiento rígido
$\xi$	pseudodeslizamiento longitudinal, $\xi \cong 0,0005$
$\eta$	pseudodeslizamiento lateral, $\eta \cong 0,0005$
$\Omega_z$	velocidad angular de la rueda respecto al eje $z$
$\phi$	$\Omega_z/V$ , pseudodeslizamiento de giro

Considerar un eje montado sobre una vía (figura 4.9). La rueda gira un ángulo  $\alpha$  con respecto al carril, siendo  $\dot{\alpha}$  la velocidad angular. El eje montado se mueve con una

velocidad lateral  $\dot{y}$ , una velocidad lineal  $V_T$  y una velocidad circunferencial  $V_C$ . La velocidad angular del eje montado es  $\Omega$ .

El pseudodeslizamiento longitudinal aparece por la diferencia del radio efectivo de rodadura de las ruedas debido a la conicidad de estas, también por aceleraciones y frenadas y por la rotación  $\dot{\alpha}$  del ángulo de giro  $\alpha$ , por el cual la rueda derecha se mueve con distinta velocidad que la izquierda.



**Figura 4.9. Pseudodeslizamientos: (a) eje montado en la vía (b) Giro de Camber**

$V_T$  y  $V_C$  hacen un ángulo  $\alpha$  uno con el otro. Por lo tanto la diferencia de velocidad de  $V_T - V_C$  tiene una componente en la dirección  $y$  que genera el pseudodeslizamiento lateral;  $\dot{y}$  da lugar al pseudodeslizamiento de giro.

El pseudodeslizamiento de giro consiste de dos partes. La primera parte se debe a la velocidad del ángulo de giro  $\dot{\alpha}$ , la segunda es consecuencia de la conicidad. El pseudodeslizamiento debido a la conicidad se denomina *camber*. Se observa que la velocidad angular del eje montado  $\Omega$  no es paralela al plano de contacto debido a la conicidad. Existe una componente de rotación  $\Omega_z = |\Omega| \sin \gamma$  respecto al eje  $z$ . Dividido por  $V = |\Omega| R_w$  da el deslizamiento de *camber*,  $\sin \gamma / R_w$ .

El pseudodeslizamiento de giro total es:

$$\phi = -\frac{\dot{\alpha}}{V} + \frac{\sin \gamma}{R_w} = 0,0001 \text{ mm}^{-1} \quad (4.18)$$

#### 4.2.2.3 La teoría lineal

El movimiento relativo entre la rueda y el carril es el deslizamiento rígido  $\xi V$ . La cuestión surge de cómo  $\xi$  y la fuerza tangencial ejercida en la rueda están conectadas. De Pater y Johnson atacaron este problema desde dos frentes distintos. De Pater se concentró en la llamada teoría lineal, pasándole el problema después a Kalker; Johnson se concentró en la generalización directa de la teoría de Carter en tres dimensiones y le pasó parte de su trabajo a Vermuelen.

De Pater había sugerido que para pequeños deslizamientos longitudinales, laterales y de giro, el área de deslizamiento es tan pequeña que su influencia puede ser despreciable. La zona de adherencia cubre por tanto toda la superficie de contacto y las condiciones de contorno del estado de rodadura estacionario se simplifican. Dentro del área de contacto se puede indicar que [14]:

$$\dot{\vec{w}}(x, y) = v[(\xi_z - \xi_{sp}y)\vec{i} + (\xi_y - \xi_{sp}x)\vec{j}] - v \frac{\partial \vec{u}}{\partial x} = 0 \quad (4.19)$$

Fuera del área de contacto  $p = 0$ .

La integración respecto a  $x$  proporciona la expresión:

$$\vec{g}(y) = -v\vec{u} + v[(\xi_x x - \xi_{sp}xy)\vec{i} + (\xi_y x - \xi_{sp}x^2)\vec{j}] = 0 \quad (4.20)$$

donde  $\vec{g}(y)$  es una función arbitraria que se determina bajo la hipótesis de que la tracción es continua en el borde de comienzo del área de contacto. De acuerdo con esta teoría las partículas entran en el área de contacto a lo largo de una línea paralela a la dirección de rodadura, y como consecuencia de la condición de adherencia comienza la tracción. Bajo estas condiciones, las relaciones lineales entre la fuerza de deslizamiento longitudinal y el deslizamiento son:

$$F_x = -f_{33}\xi_x \quad (4.21)$$



para la fuerza de deslizamiento lateral:

$$F_y = -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp} \quad (4.22)$$

y el momento de deslizamiento de giro:

$$M_z = -f_{21}\xi_y - f_{22}\xi_{sp} \quad (4.23)$$

donde  $f_{11}$ ,  $f_{12}$ ,  $f_{22}$  y  $f_{33}$  son los coeficientes de deslizamiento que fueron definidos por Kalker como:

$$\begin{aligned} f_{11} &= (ab)GC_{22} & f_{12} &= (ab)^{2/3}GC_{23} \\ f_{22} &= (ab)^2GC_{33} & f_{33} &= (ab)GC_{11} \end{aligned} \quad (4.24)$$

donde:

$\xi_x$ ,  $\xi_y$  y  $\xi_{sp}$  son el deslizamiento longitudinal, lateral y de giro respectivamente

$a$  semieje de la elipse de contacto en la direccion de rodadura

$b$  semieje de la elipse de contacto en la direccion lateral

$G$  módulo de rigidez

$C_{ij}$  coeficientes de deslizamiento y giro, que dependen solamente del coeficiente de Poisson  $\sigma$  y de la relacion de semiejes de la elipse de contacto

La teoria lineal de deslizamiento de Kalker se utiliza ampliamente en la dinamica de vehículos ferroviarios para determinar la estabilidad lateral y para establecer los límites del deslizamiento para las curvas de fuerza en comportamiento estacionario.

Para el caso en el que las constantes elásticas no fueran iguales, Kalker desarrolló las siguientes expresiones para determinar el deslizamiento y los coeficientes de giro:

$$\left(\frac{l}{G}\right) = \frac{l}{2} \left[ \left(\frac{l}{G_W}\right) + \left(\frac{l}{G_R}\right) \right] \rightarrow G = \left(\frac{2G_W G_R}{G_W + G_R}\right) \quad (4.25)$$

$$\left(\frac{\sigma}{G}\right) = \frac{l}{2} \left[ \left(\frac{\sigma_W}{G_W}\right) + \left(\frac{\sigma_R}{G_R}\right) \right] \rightarrow \sigma = \frac{G(G_W \sigma_R + \sigma_W G_R)}{2G_W G_R} \quad (4.26)$$

siendo:

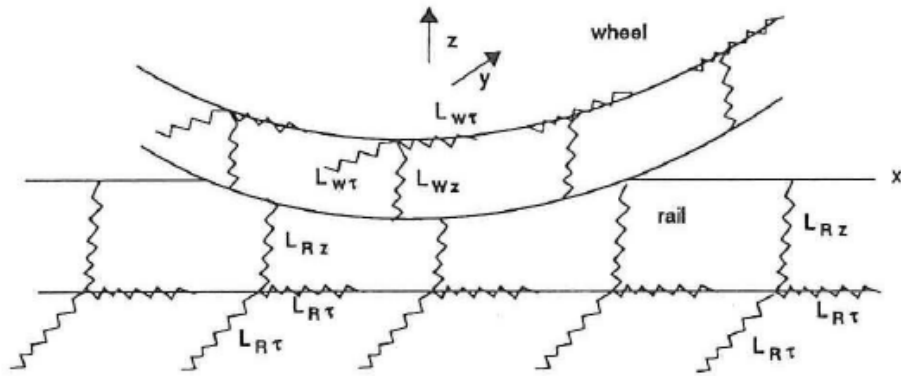
- $G_w$  módulo de rigidez a cortadura del material de la rueda  
 $G_R$  módulo de rigidez a cortadura del material del carril  
 $G$  módulo de rigidez a cortadura combinado de los materiales de la rueda y el carril  
 $\sigma$  coeficiente de Poisson combinado de los materiales de la rueda y el carril

*Tabla 4.2. Coeficientes de Kalker*

$g$		$C_{11}$			$C_{22}$			$C_{23}$		
		$\sigma=0$	$\sigma=\frac{1}{4}$	$\sigma=\frac{1}{2}$	$\sigma=0$	$\sigma=\frac{1}{4}$	$\sigma=\frac{1}{2}$	$\sigma=0$	$\sigma=\frac{1}{4}$	$\sigma=\frac{1}{2}$
$b>a$	0.1	2.51	3.31	4.85	2.51	2.52	2.53	0.334	0.473	0.731
	0.2	2.59	3.37	4.81	2.59	2.63	2.66	0.483	0.603	0.809
	0.3	2.68	3.44	4.80	2.68	2.75	2.81	0.607	0.715	0.889
	0.4	2.78	3.53	4.82	2.78	2.88	2.98	0.720	0.823	0.977
	0.5	2.88	3.62	4.83	2.88	3.01	3.14	0.827	0.929	1.07
	0.6	2.98	3.72	4.91	2.98	3.14	3.31	0.930	1.03	1.18
	0.7	3.09	3.81	4.97	3.09	3.28	3.48	1.03	1.14	1.29
	0.8	3.19	3.91	5.05	3.19	3.41	3.65	1.13	1.25	1.40
	0.9	3.29	4.01	5.12	3.29	3.54	3.82	1.23	1.36	1.51
	1.0	3.40	4.12	5.20	3.40	3.67	3.98	1.33	1.47	1.63
$a>b$	0.9	3.51	4.22	5.30	3.51	3.81	4.16	1.44	1.59	1.77
	0.8	3.65	4.36	5.42	3.65	3.99	4.39	1.58	1.75	1.94
	0.7	3.82	4.54	5.58	3.82	4.21	4.67	1.76	1.95	2.18
	0.6	4.06	4.78	5.80	4.06	4.50	5.04	2.01	2.23	2.50
	0.5	4.37	5.10	6.11	4.37	4.90	5.56	2.35	2.62	2.96
	0.4	4.84	5.57	6.57	4.84	5.48	6.31	2.88	3.24	3.70
	0.3	5.57	6.34	7.34	5.57	6.40	7.51	3.79	4.32	5.01
	0.2	6.96	7.78	8.82	6.96	8.14	9.79	5.72	6.63	7.89
	0.1	10.7	11.7	12.9	10.7	12.8	16.0	12.2	14.6	18.0

#### 4.2.2.4 Teoría simplificada de Kalker

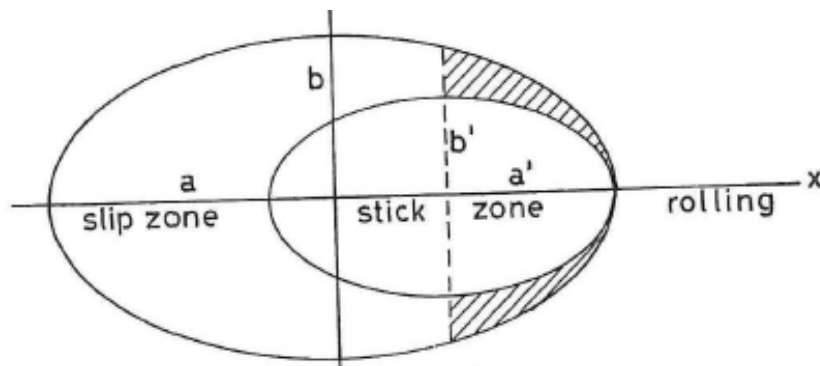
Debido en gran parte al coste computacional que requería realizar contactos con la teoría lineal de Kalker, este desarrolló una teoría simplificada la cual proporcionaba muy buenos resultados aproximados. En esta teoría la rueda y el carril son modelados por un conjunto de muelles (figura 4.10). Cada conjunto consiste de un pequeño número de sistemas de tres muelles de manera que cada punto de la superficie de la rueda y el carril se puedan desplazar elásticamente en cualquier dirección independientemente de sus vecinos.



*Figura 4.10. Teoría simplificada de Kalker*

#### 4.2.2.5 Teoría de Johnson y Vermuelen

Como se dijo anteriormente, en 1958 Johnson se concentró en la generalización directa de la teoría de Carter en tres dimensiones de dos esferas rodando e incluyendo los deslizamientos longitudinal y lateral, pero no el deslizamiento de giro, pasándole posteriormente parte de su trabajo a Vermuelen [15]. Poco después, en 1964 Johnson y Vermuelen extendieron la teoría al caso de semi-espacios lisos con áreas de contacto elípticas [16]. Según esta teoría, en el plano de contacto entre los cuerpos rodantes transmitiendo una fuerza tangencial, existen dos zonas diferenciadas divididas asimétricamente, la zona de deslizamiento y la zona de adherencia, siendo ambas zonas elípticas (figura 4.11).



*Figura 4.11. Elipse de deslizamiento y de adherencia*

En cada elipse actúa una tracción tangencial semi-elipsoidal y la tracción tangencial total será la diferencia entre ambas.

La fuerza tangencial resultante  $\vec{F}(F_x, F_y)$  es:

$$\frac{\vec{F}}{\mu \cdot N} = \begin{cases} \frac{l}{\tau} \left[ \left( 1 - \frac{l}{3} \tau \right)^3 - 1 \right] (\xi \vec{i} + \overline{\eta} \vec{j}) & \text{para } |\tau| \leq 3 \\ -\frac{l}{\tau} (\xi \vec{i} + \eta \vec{j}) & \text{para } |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad (4.27)$$

# **Capítulo 5**

## **Defectología en carriles y ruedas**

## **5.1 Defectos en Carriles**

Los carriles van a presentar dos tipos de defectos, de fabricación y de servicio. [17]  
[18]

### **5.1.1 Defectos de fabricación**

#### **5.1.1.1 Rechupe**

- Primario

Provocado por insuficiencia del despunte del lingote a la salida de la colada, el acero está en estado líquido y se enfría, pudiendo dar lugar a una fisura vertical en el extremo del carril.

-Secundario

Producido por excesiva rapidez en la colada y el desmolde, produce cavidades o grietas.

#### **5.1.1.2 Segregación**

- Segregación central

Se debe a una falta de cuidado en la colada que dejan impurezas (azufre ó fósforo), y se verifica fundamentalmente en el alma.

- Segregación inversa

Se produce como consecuencia de un laminado prematuro que tiene lugar antes de solidificarse, se caracteriza por la formación de una zona central descarburada rodeada de un anillo carburado y con impurezas, dando lugar a la formación de fisuras longitudinales.

### 5.1.1.3 Inclusiones

#### - Inclusiones sólidas

Es debida también a un laminado prematuro y se caracteriza por la presencia de partículas de escoria en la masa de acero durante el proceso de desoxidación.

#### - Inclusiones gaseosas

Son burbujas de gas que quedan dentro del lingote y posteriormente se traducen en grietas.

### 5.1.1.4 Mancha oval o fisuras transversales

Las manchas ovales o fisuras transversales son defectos internos que se inician cerca del centro de la cabeza debido a la presencia de hidrógeno y crecen transversalmente como se puede observar en la figura 5.1. Su plano de propagación es similar al de los defectos transversales, pero se inician a una profundidad mucho mayor y no en la zona de la esquina. Las manchas ovales, debido a su naturaleza interna, no se pueden detectar visualmente y es necesario un equipo ultrasónico para su detección durante los procedimientos de inspección.

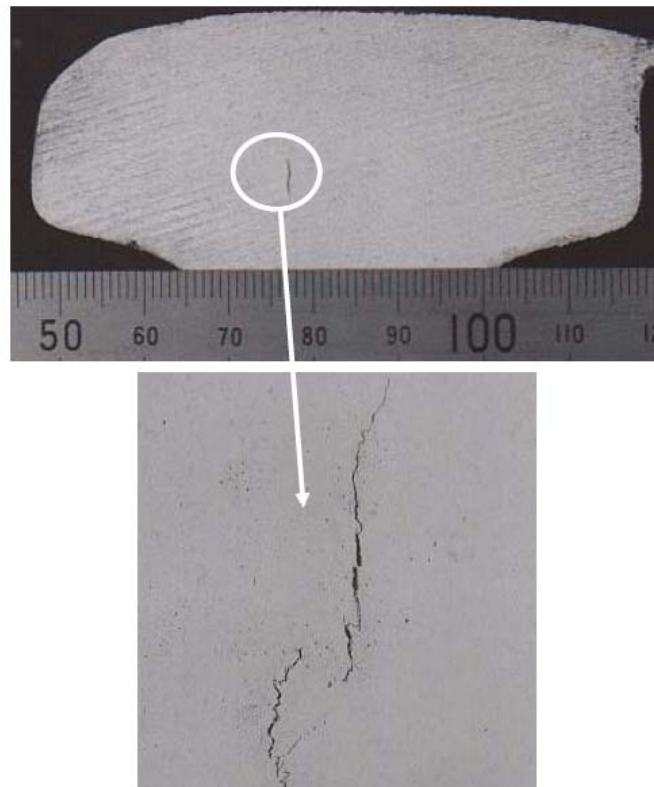


*Figura 5.1. Mancha oval*

#### 5.1.1.4.1 Causas

La iniciación de estos defectos se debe a la presencia de niveles excesivos de hidrógeno en el acero del carril.

Para la eliminación completa del hidrógeno del acero, es necesario que el proceso de enfriamiento se realice lentamente. Si el proceso de enfriamiento no se realiza correctamente, el hidrógeno se queda dentro combinándose sus átomos en lugares preferentes como los límites de grano o inclusiones. Este proceso genera un aumento en la presión interna, la cual aumenta las posibilidades de generación de fisuras (figura 5.2).



***Figura 5.2. Fisura inicial inducida por hidrógeno***

Las mejoras en los procedimientos de fabricación del acero han reducido notablemente el riesgo de desarrollo de fisuras transversales. Irónicamente, la reducción de los niveles inclusiones en el acero han incrementado la potencial generación de



fisuras transversales ya que hay menos lugares preferentes para la segregación del hidrógeno.

Una vez que una fisura transversal se desarrolla, puede crecer en un plano transversal mediante la combinación de tensiones cíclicas, expansiones térmicas longitudinales y tensiones residuales de una forma similar a los defectos transversales. En el caso de las manchas ovales, las tensiones de contacto entre la rueda y el carril son despreciables, debido a la profundidad con respecto a la superficie del carril del defecto inicial.

#### **5.1.1.4.2 Efectos**

De gran importancia ya que en un lote de carriles, uno o más carriles pueden contener fisuras por hidrógeno en múltiples zonas, cada una de ellas con el potencial de generar defectos transversales. Consecuentemente, múltiples defectos transversales pueden desarrollarse con la misma longitud del carril y conducir a su fallo catastrófico si no se detecta a tiempo, particularmente bajo las cargas generadas por impactos asociados con las irregularidades de la rueda

#### **5.1.1.4.3 Tratamiento**

El principal tratamiento que existe para las manchas ovales es reducir el hidrógeno contenido en el acero mediante una fabricación apropiada y procedimientos de enfriamiento adecuado.

Para la detección de estos defectos son necesarios equipos ultrasónicos. Las inspecciones se deben realizar varios días después de la fabricación de los carriles para dar tiempo así a las fisuras por hidrógeno a desarrollarse.

### **5.1.1.5 Defectos de laminación**

Pueden ser, ondulaciones del borde del patín por falta de material; rebabas en el patín y pliegues por exceso de material.

## **5.1.2 Defectos de servicio**

### **5.1.2.1 Corrugaciones**

Las corrugaciones son irregularidades cíclicas, generalmente verticales en la superficie de rodadura del carril. Existen dos tipos de corrugaciones, de paso largo y de paso corto.

- Paso corto

De unos 30 a 90 mm de paso (figura 5.3). Este tipo de corrugaciones se generan normalmente bajo menores cargas nominales en el eje (<20 Toneladas). La profundidad suele ser menor de 0,2 ó 0,3 mm.



*Figura 5.3. Corrugaciones de paso corto*

Este tipo de corrugaciones se cree que crean debido a la diferencia de desgaste causada por el deslizamiento longitudinal repetido de la rueda sobre el carril, ya sea por aceleraciones, frenadas o movimientos laterales sobre el carril.

- Paso largo

Paso superior a los 300 mm (figura 5.4). Este tipo de corrugaciones se genera normalmente bajo mayores cargas nominales en el eje ( $>20$  Toneladas). La profundidad puede variar desde los 0,1 mm hasta más de 0,2 mm.

Las corrugaciones de paso largo se generan debido al flujo plástico del material del carril. Esto se debe a las excesivas tensiones en el contacto rueda-carril y la combinación de la resonancia vertical de la masa suspendida del eje montado y el carril. Este fenómeno se agrava debido a todos estos factores que conllevan a mayores cargas dinámicas y por consiguiente mayores tensiones de contacto y flujo del material.



*Figura 5.4. Corrugaciones de paso largo*

### 5.1.2.2 Fatiga de contacto por rodadura

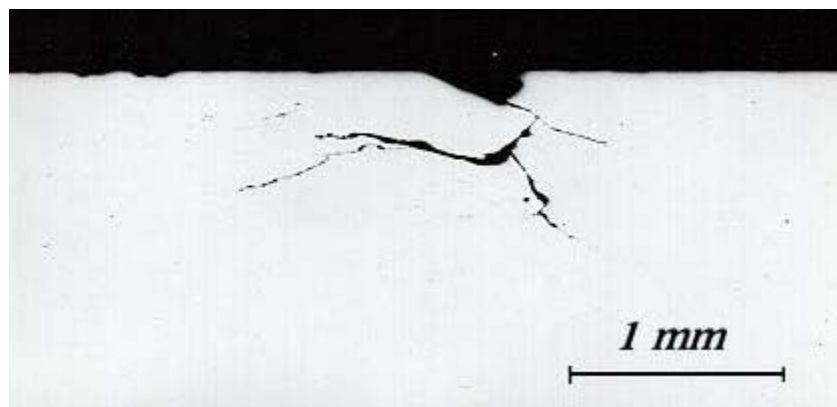
La fatiga de contacto por rodadura, más conocido por sus siglas en inglés RCF (*Rolling Contact Fatigue*), se genera en la mayoría de los sistemas de trenes. El término fatiga de contacto por rodadura es genérico y se utiliza para describir un rango de defectos, que se deben generalmente al incremento de tensiones de cortadura en área de contacto entre la rueda y el carril.

Los defectos debidos al RCF que tienen lugar en la esquina de la cabeza del carril son los más problemáticos.

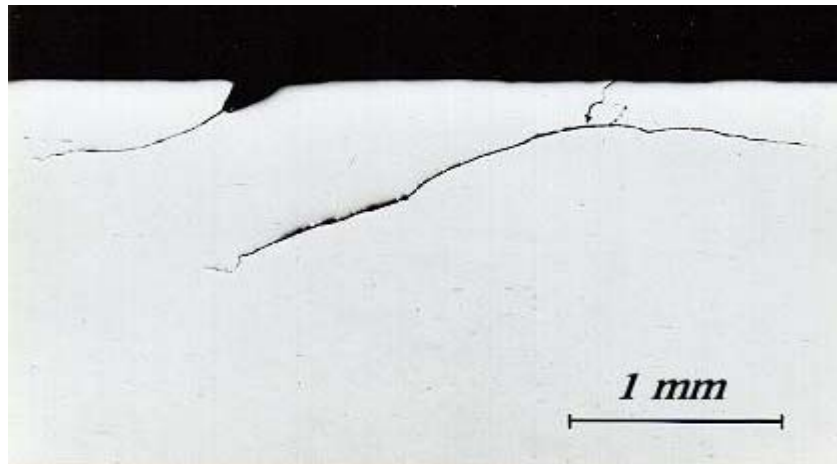
#### 5.1.2.2.1 Agrietamiento de la esquina

Es un defecto superficial que tiene lugar en la esquina de la cabeza de carriles ubicados en curvas pronunciadas, y se pueden describir como “escamas de pescado” (figura 5.7).

Las grietas se producen muy cerca de la superficie, a una distancia entre los 2 y los 5 mm a lo largo del carril y pueden llegar a una profundidad que varía entre 2 y 5 mm, con un ángulo de inclinación entre 10 y 30 grados con respecto a la superficie del carril extendiéndose gradualmente a través de la cabeza. Una vez que esto ocurre, se rompen en forma de cuñas o lascas.



**Figura 5.5.** Sección transversal de un carril en la etapa inicial del agrietamiento



*Figura 5.6. Sección longitudinal de un carril en la etapa inicial del agrietamiento*



*Figura 5.7. Agrietamiento de la esquina*

#### **5.1.2.2.2 Shelling**

Este es un defecto interno que ocurre a una profundidad de 2-8 mm de la esquina de la cabeza del carril, generalmente en los carriles exteriores de curvas pronunciadas.

En las etapas iniciales de desarrollo, estos defectos se aprecian como marcas oscuras en las esquinas de la cabeza del carril (figura 5.8).



***Figura 5.8. Etapa inicial Shelling***

Los defectos *Shelling* no se forman de forma regular a lo largo del carril como los defectos de agrietamiento de la esquina, se desarrollan en planos horizontales o longitudinales con la forma del carril en la esquina de la cabeza. La grieta puede continuar creciendo en una dirección longitudinal en ese plano por una cierta distancia con un ángulo entre 10 y 30 grados con respecto a la superficie del carril, para después desconcharse o formar defectos transversales y crecer en un plano transversal pudiendo en caso de no ser detectados producir el fallo del carril.



***Figura 5 9. Etapa avanzada Shelling***



Hay que destacar que a veces los defectos transversales se pueden iniciar directamente de irregularidades en el acero, como pueden ser inclusiones, y crecer en un plano transversal sin necesidad de iniciarse por un defecto Shelling.

Para su detección son necesarios equipos ultrasónicos debido a su naturaleza interna ya que visualmente no se pueden detectar.

#### **5.1.2.2.3 Agrietamiento en la superficie de rodadura**

El defecto de agrietamiento en la superficie de rodadura, es un defecto superficial que tiene lugar en la superficie de rodadura de la cabeza de carriles. Inicialmente, los defectos aparecen como el patrón de la piel de una serpiente en la cabeza del carril (figura 5.10). En etapas posteriores, las grietas que producen lascas de unos 10-15 mm de ancho pueden llegar a una profundidad de hasta 3 mm. Una vez esto ocurre se rompen en forma de cuñas o lascas.



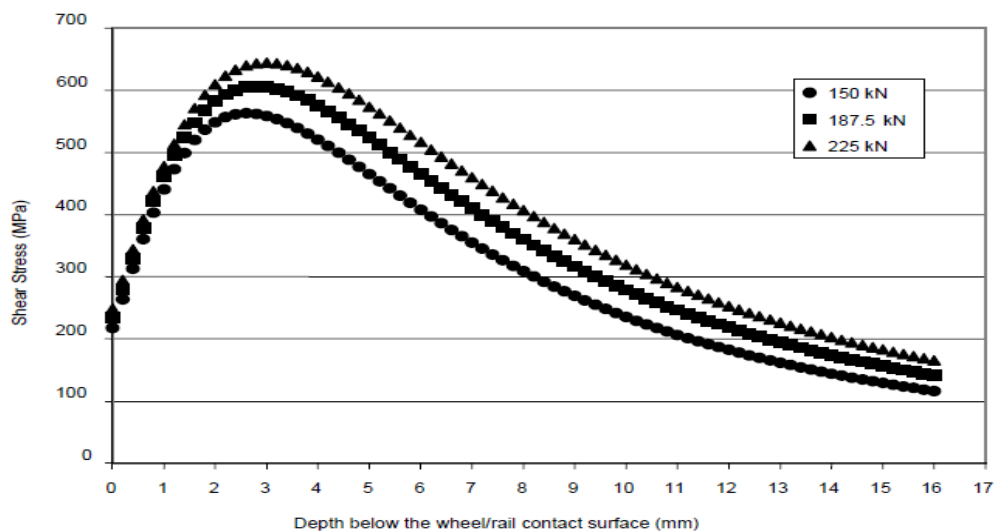
*Figura 5. 10. Agrietamiento de la superficie de rodadura*

#### 5.1.2.2.4 Causas de RCF

Tanto los defectos de agrietamiento en la esquina de la cabeza y la superficie de rodadura de la cabeza así como los defectos *Shelling*, se producen debido a las elevadas tensiones de cortadura que se originan en la región del contacto rueda-carril que sobrepasan los límites permitidos por el material del carril.

Factores que pueden afectar a la tensión de cortadura:

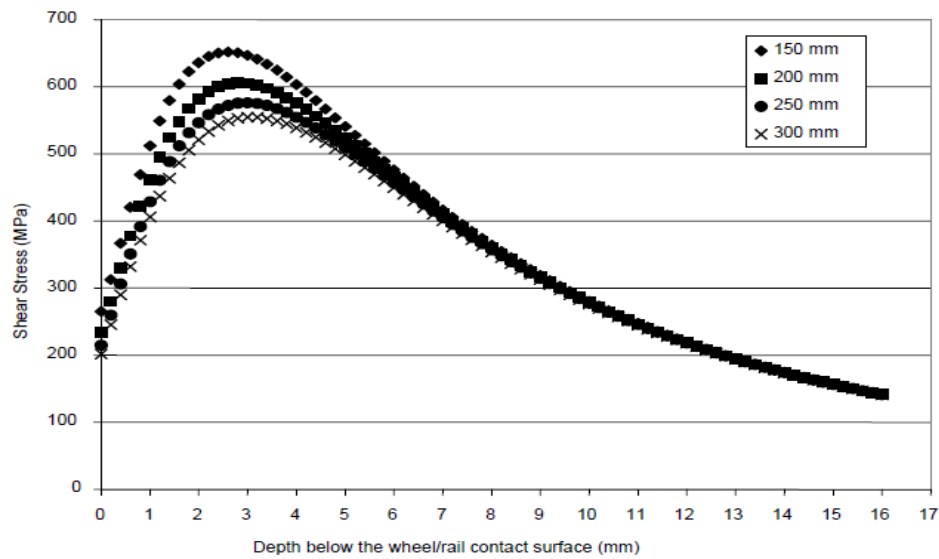
- Las cargas nominales (figura 5.11), dinámicas e impactos de la rueda, y los factores que influyen en las cargas son: la geometría de la vía, características del bogie, irregularidades verticales del carril y la rueda, etc.



**Figura 5.11. Influencia de la carga de la rueda en la tensión de cortadura en el contacto**

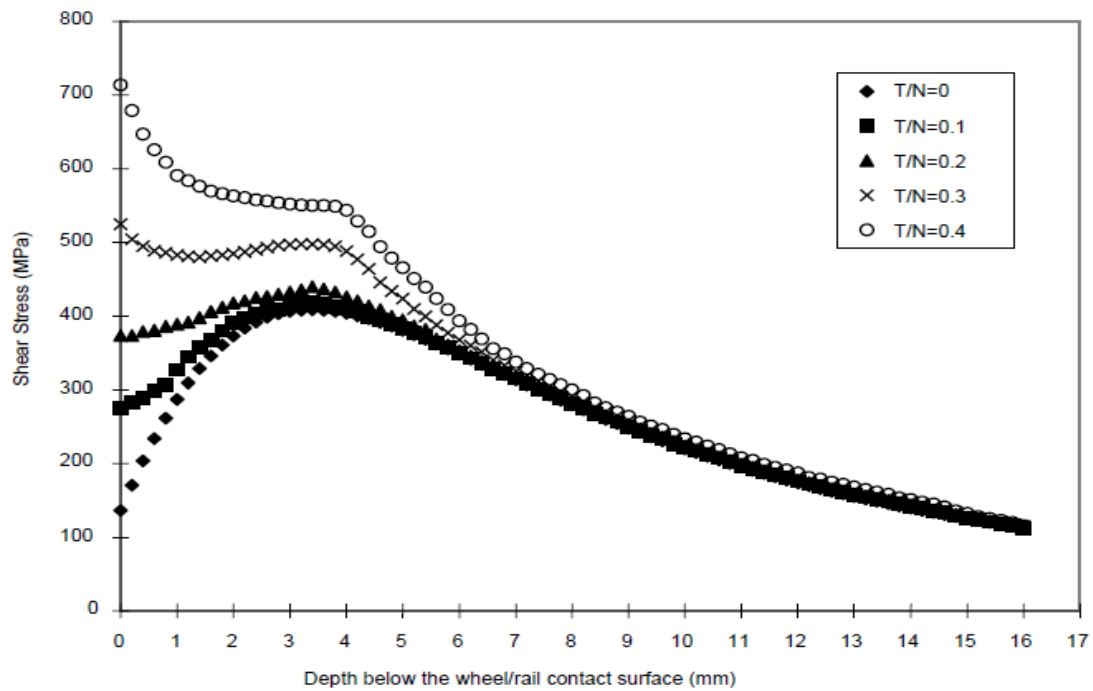
- Los respectivos radios de la rueda y el carril en el punto de contacto, y por consiguiente las características del perfil tanto de la rueda como del carril.





**Figura 5.12. Influencia del radio de la cabeza del carril en la tensión de cortadura en el contacto**

- El diámetro de las ruedas (radios menores implican mayores tensiones)
- Las fuerzas de tracción y deslizamiento



**Figura 5.13. Influencia de la tracción en la tensión de cortadura en el contacto**

La diferencia en las características de iniciación de los defectos de agrietamiento y *Shelling* es debida principalmente al coeficiente de tracción en las tensiones de cortadura resultantes. Como se puede observar en la figura 5.13, es evidente que a menores valores de  $T/N$ , la tensión de cortadura máxima se produce a una cierta profundidad de la zona de contacto, que corresponde con la zona donde se produce el defecto *Shelling*. Mayores valores de carga incrementan las fuerzas normales lo cual reduce los valores de  $T/N$ , lo cual aumenta la iniciación de grietas subsuperficiales. Por el contrario, cuanto mayor sean los valores de  $T/N$ , los cuales se obtienen en curvas pronunciadas, menores valores de cargas, etc., lleva a aumentar la tensión de cortadura máxima resultante y cambia su localización a puntos más cercanos a la superficie de la cabeza del carril, donde se inician los defectos de agrietamiento.

Se dice también que otro factor importante para la diferencia en las características de iniciación de los defectos es la dureza del material. Otro factor es la lubricación.

Es importante saber que por una serie de factores que reducen el desgaste en el carril, se ve favorecido el desarrollo de los defectos de agrietamientos, en vez de eliminarlos, siendo estos:

- Reducción de la curvatura de la vía
- Lubricación muy eficaz
- Carriles de mayor dureza
- Perfiles de carriles y ruedas que minimizan el desgaste

Sabiendo esto, es preferible tener un poco de desgaste controlado a no tener desgaste.

#### **5.1.2.2.5 Efectos del RCF**

Los defectos debidos a RCF nos conciernen en dos aspectos:

- Pueden producir el fallo catastrófico del carril si no se detectan a tiempo, particularmente en el caso de defectos transversales
- Pueden ocultar la señal ultrasónica de defectos mayores y más profundos existentes en la cabeza del carril durante la inspección rutinaria previniendo su detección

#### **5.1.2.2.6 Tratamiento del RCF**

A continuación se presentan algunas posibles soluciones que se pueden adoptar para prevenir la generación de defectos:

- Aceros de mayor resistencia

Aumenta el límite permitido de la tensión de cortadura reduciendo así la formación de defectos e incluso reduciendo el desgaste y la deformación plástica.

- Mejoras en la limpieza del acero

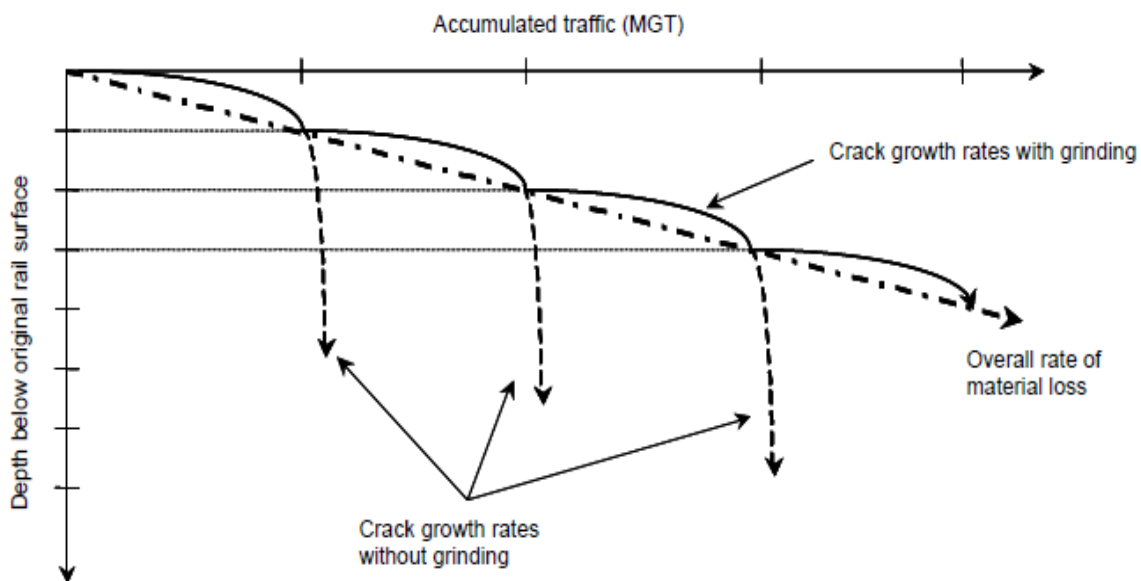
La mejora en la limpieza del acero se refiere a la mejora en la reducción de inclusiones en el acero del carril, ya que las inclusiones son puntos de iniciación de defectos *Shelling* y defectos transversales.

- Mejora en los procedimientos de lubricación de la rueda y el carril

Se reduce el riesgo de contaminación del carril y por consiguiente el crecimiento de grietas por fatiga. Estas nuevas estrategias incluyen la modificación del tipo de lubricante y mejora en el régimen de lubricación.

- Estrategias de mantenimiento adecuado

El diseño de estas estrategias de mantenimiento se basa en el equilibrio entre el desgaste del carril y la fatiga. Un desgaste excesivo provoca pérdida de material tanto del carril como de la rueda, pero la no existencia de desgaste provoca la iniciación y crecimiento de grietas por fatiga. Esto se consigue mediante procedimientos de esmerilado controlados del carril (figura 5.14).



**Figura 5.14. Esmerilado preventivo para limitar la profundidad de la fisura**

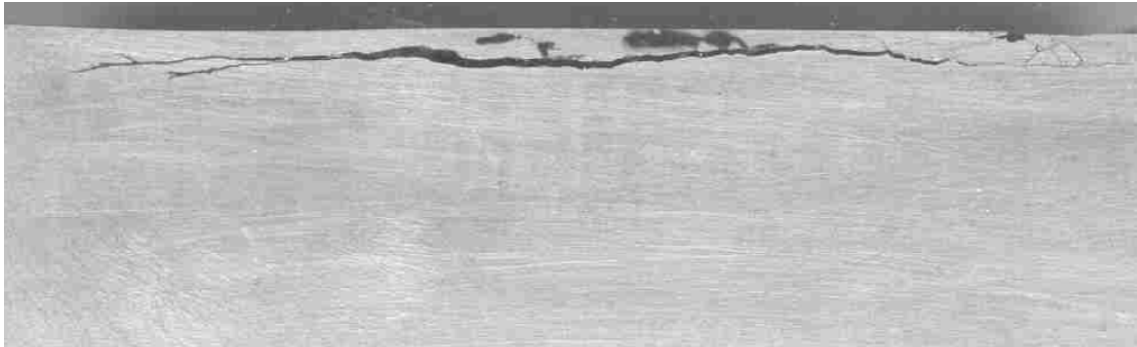
- Mejoras en las características de interacción rueda-carril

Con estas mejoras se reducen las tensiones generadas en el contacto rueda carril y las características del guiado del eje montado reduciendo así la tracción lateral en la superficie del carril.

### 5.1.2.3 Defectos por deslizamientos. *Squats*

Los *Squats* son laminaciones subsuperficiales que se inician en grietas pequeñas. Estas grietas se extienden hacia abajo diagonalmente en un ángulo de 20-30° con la horizontal hasta que alcanzan una longitud de 4 a 6 mm aproximadamente por debajo de

la superficie para luego propagarse lateral y longitudinalmente a lo largo y ancho de la superficie de rodadura.



***Figura 5.15. Fisuración subsuperficial debido a defectos Squats***

Hay dos tipos de defectos *Squat*:

- *Squats* en la superficie de rodadura

Se inician debido a efectos de tracción térmica asociados con algún tipo de microdeslizamiento de la rueda, y pueden ocurrir en cualquier lugar de la banda de rodadura (figura 5.16).



***Figura 5.16. Squats en la superficie de rodadura***

#### - *Squats* en la esquina

Estos se inician a partir de grietas ya existentes, normalmente por grietas de fatiga de contacto por rodadura, y aparecen, aunque no siempre, cerca de la esquina de carriles exteriores de curvas y cruces (figura 5.17).



**Figura 5.17. *Squats* en la esquina**

Este tipo de defecto se presenta como una hendidura oscurecida con un menor pulido en la banda de rodadura de la superficie del carril.

Los *Squats* severos o moderados se suelen confundir con defectos de quemaduras por la rueda siendo las diferencias características de estos:

- Los *Squats* se desarrollan gradualmente a lo largo de un cierto tiempo como meses o años, mientras que las quemaduras se generan instantáneamente debido incidentes por deslizamientos de la rueda
- Los *Squats* no presentan un defecto igual en el carril opuesto

#### **5.1.2.3.1 Efectos**

Existe la posibilidad de que los *Squats* evolucionen en grietas en planos transversales similares a los defectos transversales pudiendo resultar en la rotura del carril si no se detecta a tiempo.

La hendidura y las lascas en la superficie de rodadura asociados con grandes *Squats* incrementan las cargas de la rueda por impactos verticales y vibraciones aplicadas al carril, con lo que se aumenta la deterioración tanto del carril como de la rueda.

Las posibilidades de reparación son limitadas y de un coste muy elevado.

Existe la posibilidad que las pequeñas grietas primarias subsuperficiales horizontales camuflen la señal ultrasónica de defectos más profundos durante la inspección rutinaria.

#### **5.1.2.3.2 Tratamiento**

Una vez que los defectos *Squat* se generan su tratamiento es muy difícil y costoso, por lo que el factor clave para este tipo de defectos es la prevención. Algunos de estos métodos preventivos ralentizan el crecimiento y desarrollo y operan en diferentes fases del ciclo de vida del *Squat*.

Para la reparación existen tres métodos que se pueden aplicar:

- Mecanizado
  
- Soldadura de material a la cabeza

Efectivo para la reparación de *Squats* aislados, pero se convierte en antieconómico cuando el carril presenta múltiples de estos defectos.

- Esmerilado de la cabeza

La reparación completa requiere la eliminación de mucho material. A veces hay que remover material hasta una profundidad de 6 mm. Si esto no se realiza, cualquier residuo del defecto continuará creciendo, pudiendo llegar a empeorarlo.

A continuación se va a enumerar algunos de los métodos preventivos utilizados:

- Ciclo regular de esmerilado del carril
- Manteniendo una comunicación constante con operadores y el personal del proyecto para reducir la incidencia del deslizamiento de la rueda
- Ajustes al perfil del carril para aumentar el área de contacto y reducir las tensiones
- Aumentar las frecuencias de desbaste para curvas moderadas
- Revisar los perfiles esmerilados usados en curvas muy pronunciadas
- Pronta intervención e incremento de la profundidad de desbaste cuando se detecte

#### **5.1.2.4 Fisuración vertical de la cabeza**

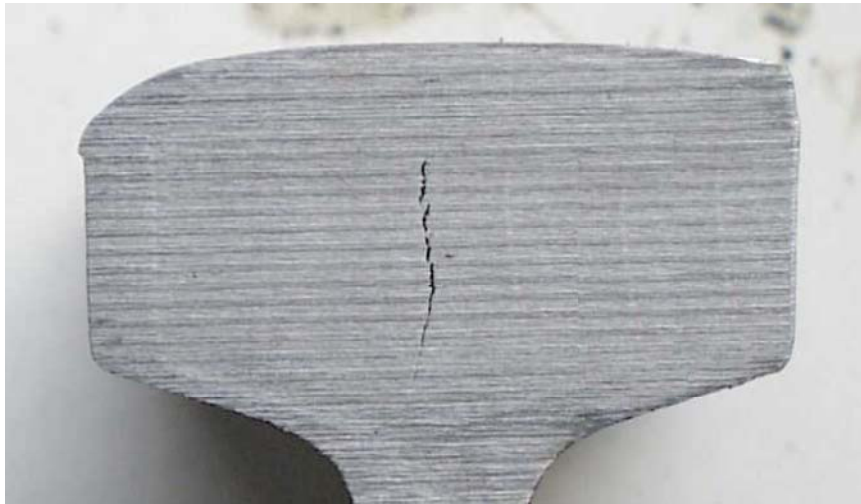
Como su nombre indica, estos defectos implican la separación vertical de la cabeza del carril, normalmente en dos partes como se puede observar en la figura 5.18.

Las figuras 5.19 y 5.20 muestran la sección transversal de dos carriles que presentan una fisuración vertical de la cabeza mediana y grande respectivamente.

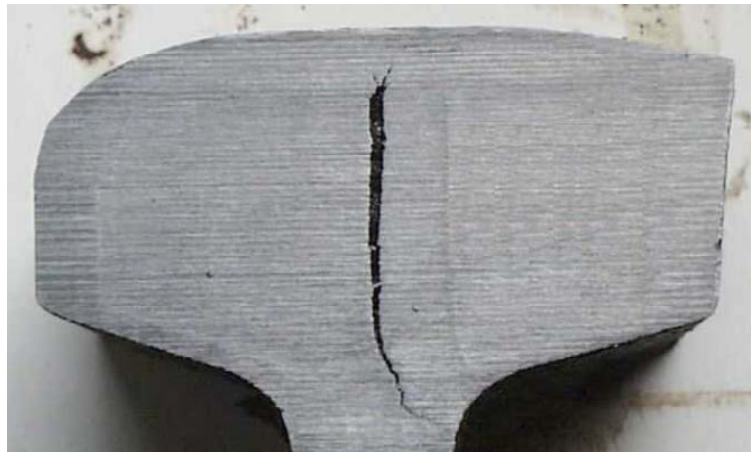


***Figura 5.18. Fisuración vertical de la cabeza***





***Figura 5.19. Fisuración vertical de la cabeza mediana***

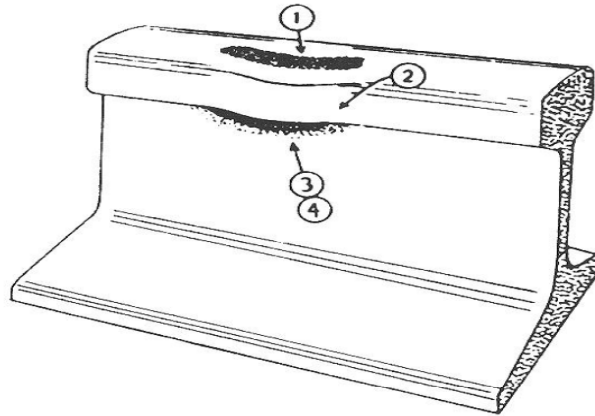


***Figura 5.20. Fisuración vertical de la cabeza grande***

Generalmente los defectos medianos y pequeños no son detectables a simple vista, pero los defectos grandes, como se observa en la figura 5.21, exhiben en el carril las siguientes características visuales:

- Una raya negra en la superficie de rodadura (1) indicando un hundimiento en la cabeza del carril
- Ensanchamiento de la cabeza del carril (2) y la banda de contacto a lo largo del defecto

- Una raya oxidada (3) y algo de sangrado (4) en la zona de transición de la cabeza y el alma del carril, momento en el que la grieta está cercana a la superficie



***Figura 5.21. Características visuales de fisuras verticales de la cabeza grandes***

#### **5.1.2.4.1 Causas**

La mayoría de las fisuraciones verticales de cabeza se inician en juntas elongadas, inclusiones lineales (figura 5.22) o regiones altamente segregadas. Suelen aparecer en carriles antiguos fabricados mediante lingotes en vez de colada continua, lo cual genera niveles mayores de irregularidades. La banda de inclusión es visualmente muy evidente en la superficie de fractura del defecto.



***Figura 5.22. Banda de inclusión al inicio de una fisura vertical de la cabeza***

El crecimiento inicial de la fisura ocurre verticalmente desde la irregularidad elongada, tanto hacia la superficie de rodadura como a la zona de transición de la cabeza y el alma. Las condiciones tensionales que se dan para que la fisura crezca se deben a mayores cargas en el eje asociadas a impactos y, algunas veces, por cargas extremadamente excéntricas.

#### **5.1.2.4.2 Efectos**

Lo que más concierne sobre este tipo de defectos es:

- Generalmente no se pueden detectar visualmente hasta que ya son muy grandes por lo que se necesitan equipos ultrasónicos de inspección
- Los defectos pueden llegar a ser muy grandes debilitando de forma considerable el carril
- Si no se detecta a tiempo se puede producir el fallo completo del carril pudiendo llegar a producirse un descarrilamiento

#### **5.1.2.4.3 Tratamiento**

Como ya se dijo antes, estos defectos están asociados a carriles antiguos. Los nuevos métodos desarrollados reducen el riesgo de desarrollo.

Los equipos ultrasonicos deben ser capaces de detectar cualquier junta elongada o banda de inclusión.

Una vez los cariles afectados son puestos en la vía, el crecimiento y desarrollo de los defectos se puede inhibir mediante:

- La reducción de los niveles aplicados de carga nominales, dinámicos y particularmente la de los impactos de la rueda
- Desbaste de las ruedas para que la carga se encuentre lo más cerca posible del centro del carril

#### **5.1.2.5 Fisuración horizontal de la cabeza**

Como su nombre indica, estos defectos implican la separación horizontal de la cabeza del carril, normalmente en dos partes como se puede observar en la figura 5.23.

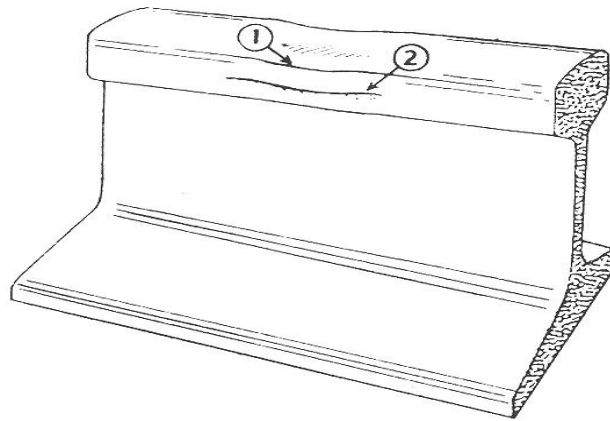


*Figura 5.23. Fisuración horizontal de la cabeza*

Los defectos se inician en la parte lateral, a una profundidad considerable de la superficie de rodadura, unos 10 a 15 mm, y crecen horizontalmente, paralelos a la superficie de rodadura, a lo largo y ancho del carril.

Generalmente los defectos medianos y pequeños no son detectables a simple vista, pero los defectos grandes, como se observa en la figura 5.24, exhiben en el carril las siguientes características visuales:

- Un área plana o una línea negra en la parte lateral de la superficie de rodadura (1) indicando un hundimiento en la cabeza del carril
- Ensanchamiento de la cabeza del carril (1) a lo largo del defecto
- Una fisura horizontal fina acompañada de una banda oxidada (2)



*Figura 5.24. Características visuales de fisuras horizontales grandes de la cabeza*

#### **5.1.2.5.1 Causas**

Las fisuraciones horizontales de cabeza se inician en juntas elongadas, inclusiones lineales (figura 5.25) o regiones altamente segregadas. Al igual que sucede con los defectos de fisuración vertical de la cabeza, suelen aparecer en carriles antiguos fabricados mediante lingotes en vez de colada continua, lo cual genera niveles mayores de irregularidades. La banda de inclusión es visualmente muy evidente en la superficie de fractura del defecto.

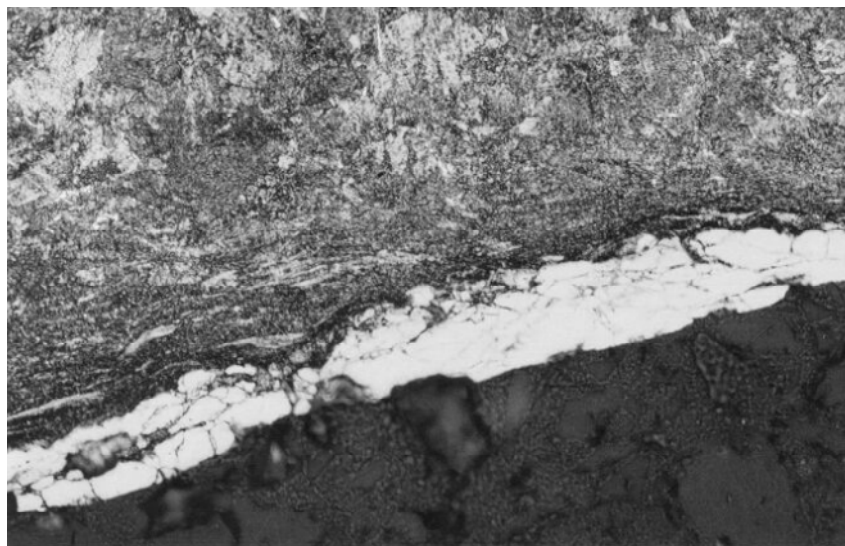
El crecimiento inicial de la fisura ocurre horizontalmente desde la irregularidad elongada, hacia ambos lados laterales de la cabeza.

La fatiga es el mecanismo causante de que la fisura crezca, indicado por las estriaciones que se pueden observar en la figura 5.25.

Las condiciones tensionales actuales que se dan para que la fisura crezca aún no están muy claras, pero si se sabe que un componente de los esfuerzos de cortadura está implicado ya que se puede observar la fase de “grabado blanco” en la superficie de las fisuras como se aprecia en la figura 5.24. La presencia de esta fase indica que las superficies se han estado frotando durante el crecimiento de la fisura debido a los esfuerzos cortantes presentes.



*Figura 5.25. Defecto horizontal de cabeza con banda de inclusión*



*Figura 5.26. Fase de “Grabado blanco” en la superficie de la fisura*

Los siguientes procesos son los implicados:

- Ciertos contactos rueda-carril, como ocurre con carriles gastados, producen tensiones de cortadura elevadas incluso a grandes profundidades con respecto a la superficie de rodadura como para iniciar fisuras, particularmente en zonas de grandes inclusiones que se saben que están presentes
- El desplazamiento lateral de la cabeza del carril debido a las fuerzas de deslizamiento lateral cuando el eje montado se desplaza a un lado y a otro lateralmente. Esto produce esfuerzos de cortadura capaces de causar el proceso de crecimiento por fatiga.

#### **5.1.2.5.2 Efectos**

Lo que más concierne sobre este tipo de defectos es:

- Generalmente no se pueden detectar visualmente hasta que ya son muy grandes por lo que se necesitan equipos ultrasónicos de inspección
- Los defectos pueden llegar a ser muy grandes debilitando de forma considerable el carril
- Si no se detecta a tiempo se puede producir el fallo completo del carril pudiendo llegar a producirse un descarrilamiento

#### **5.1.2.5.3 Tratamiento**

Como ya se dijo antes, estos defectos están asociados a carriles antiguos. Los nuevos métodos desarrollados reducen el riesgo de desarrollo.

Los equipos ultrasonicos deben se capaces de detectar cualquier junta elongada o banda de inclusión.



Una vez los cariles afectados son puestos en la vía, el crecimiento y desarrollo de los defectos se puede inhibir mediante:

- La reducción de los niveles aplicados de carga nominales, dinámicos y particularmente la de los impactos de la rueda.
- Desbaste de las ruedas para que la carga se encuentre lo más cerca posible del centro del carril

#### **5.1.2.6 Quemaduras**

Son defectos que se originan en la superficie de rodadura del carril como se puede observar en las figuras 5.27 y 5.28.

Las quemaduras pequeñas se parecen mucho a los defectos Squad, pero a diferencia de estas las quemaduras siempre se producen en pares directamente opuestos en los dos carriles.

Las quemaduras grandes, las cuales pueden llegar a ser de 50 mm en longitud, muestran lo que parece ser marcas acanaladas en la superficie.

Las quemaduras pueden ocurrir en marcha, con lo que la quemadura en este caso se extiende sobre una región mayor a lo largo de la superficie del carril.



*Figura 5.27. Quemadura*





*Figura 5.28. Quemaduras múltiples*

#### **5.1.2.6.1 Causas**

Las quemaduras son provocadas por el deslizamiento continuo de las ruedas sobre los carriles. Esto ocurre cuando el deslizamiento longitudinal llega a la saturación.

El deslizamiento provoca que se incremente la temperatura en la superficie de los carriles hasta valores muy elevados. El rápido enfriamiento posterior provoca que el material del carril se transforme en martensita dura y frágil, llegando en los casos más severos hasta una profundidad entre los 4 y 6 mm de la superficie de rodadura.

Los factores que provocan el deslizamiento de la rueda son:

- Inclinaciones excesivas de la vía
- Una conducción pobre, como pueden ser rápidas aceleraciones o frenadas bruscas
- Fuerza de tracción insuficiente
- Contaminación de la superficie de rodadura de los carriles (figura 5.29), la cual puede llegar a reducir el coeficiente de fricción a niveles indeseados
- Lluvia moderada durante temporadas largas de calor seco



*Figura 5.29. Contaminación de la superficie del carril*

#### **5.1.2.6.2 Efectos**

Las pequeñas y medianas quemaduras se rompen y se desprenden. Este comportamiento es típico de la frágil fase martensítica.

Los principales problemas asociados a quemaduras son:

- La depresión o hundimiento que tiene lugar en la quemadura provoca elevadas cargas ante impactos en el carril, incrementando el deterioro del carril y la rueda
- El agrietamiento que tiene lugar en la fase martensítica puede llegar a dar lugar a la formación de defectos transversales en el carril
- Si los defectos por quemaduras no llegan a detectarse a tiempo pueden provocar el fallo completo del carril
- Debido a las elevadas cargas debidas a los impactos, los defectos por quemaduras se pueden propagar a mayor velocidad siendo estos muy peligrosos

### **5.1.2.6.3 Tratamiento**

El riesgo de que se produzcan quemaduras se puede reducir mediante:

- Minimizando la influencia de los factores operacionales
- Que el lubricante de la rueda-carril no contamine la superficie de rodadura de los carriles
- En ausencia de lubricante, si siguen produciéndose deslizamientos, estos se pueden reducir limpiando los carriles mediante agua a alta presión
- Las inspecciones ultrasónicas deben ser capaces de detectar defectos transversales por debajo de la quemadura antes de que alcancen una longitud crítica

### **5.1.2.7 Defectos del alma**

#### **5.1.2.7.1 Grieta horizontal en la zona de transición alma-cabeza**

El defecto se inicia en la zona de transición de la cabeza y el alma, curvándose hacia arriba desprendiéndose de esta forma la cabeza.

#### **5.1.2.7.2 Grieta horizontal en la zona de transición alma-pie**

El defecto se inicia en la zona de transición del pie y el alma, curvándose hacia abajo desprendiéndose de esta forma el pie.

#### **5.1.2.7.3 Fatiga del agujero del perno dentro de los límites de la eclisa**

Las grietas se extienden de manera radial con un ángulo de 45°.

#### **5.1.2.7.4 Agrietamiento diagonal en el agujero fuera de los límites de la eclisa**

Las grieta inclinadas 45° comienzan en los bordes del agujero perforado en el alma.

#### **5.1.2.7.5 Agrietamiento diagonal sin pasar por el agujero**

Estas grieta tienden a separar del alma o bien la cabeza o el pie. Pueden extenderse localmente por la zona de transición para luego girar hacia el alma.

#### **5.1.2.7.6 Corrosión excesiva del alma**

Se puede llegar a producir la corrosión excesiva del alma del carril dependiendo de las circunstancias a las que se vea expuesta, como pueden ser atmosferas corrosivas, agua, ataques químicos o por la acción electrolítica debido a la pérdida de tracción de corriente.

### **5.1.2.8 Defectos en el patín**

#### **5.1.2.8.1 Grieta vertical en patín**

Pequeñas líneas longitudinales cuasadas por la rodadura, localizadas en la zona media por debajo del patín, tienden a agrietarse debido al tráfico.

Estas grietas conducen finalmente a fractura del carril que ocurre repentinamente y generalmente en la región del durmiente, con mas frecuencia durante las temporadas frias.

#### **5.1.2.8.2 Grieta transversal empezando desde el asentamiento del carril**

Es un fallo de fatiga transversal que crece desde una marca desgastada de un plato del durmiente, generalmente en los túneles. Una vez que el fallo a crecido una cierta

longitud, puede repentinamente crecer transversalmente por el resto de la sección del carril produciendo su fallo completo.

#### **5.1.2.8.3 Grieta transversal empezando desde el patín del carril lejos del asentamiento del carril**

Fallo de fatiga transversal que crece desde una marca de corrosión, generalmente en los túneles. Una vez que el fallo ha crecido una cierta longitud, puede repentinamente crecer transversalmente por el resto de la sección del carril produciendo su fallo completo.

## **5.2 Defectos en Ruedas**

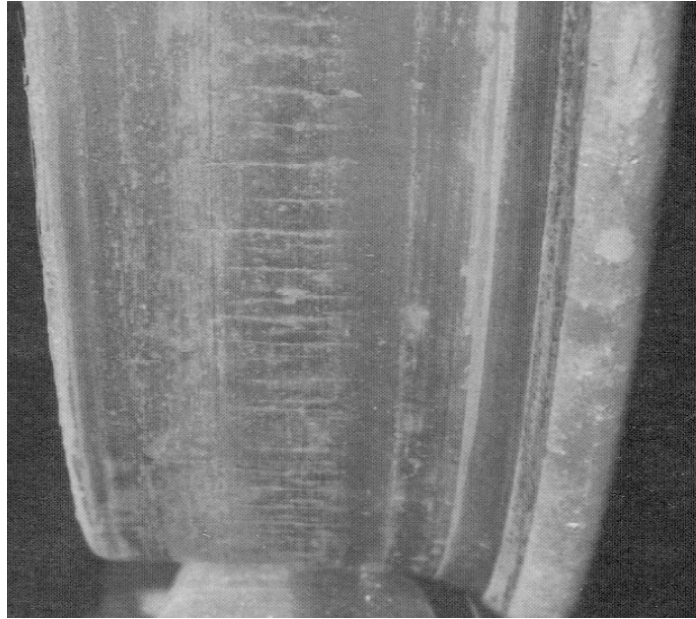
### **5.2.1 Fisuras térmicas**

Las fisuras térmicas aparecen como resultado de los cambios de calor y frío alternantes en la banda de rodadura y la llanta, siendo el defecto más severo de todos [19]. El calentamiento debido a frenadas cuando se activan los sistemas de frenado produce una red de líneas superficiales finas y poco profundas con distintas direcciones en la banda de rodadura (figura 5.30).

Las fisuras térmicas son en general transversales, a través de la banda de rodadura, y si se deja crecer sin aplicarse ningún método correctivo, pueden desarrollarse hasta causar el fallo completo de la rueda.

Las fisuras térmicas poco profundas pueden eliminarse mediante mecanizados asegurándose que la fisura ha sido eliminada por completo.

Si se encuentran fisuras térmicas en la rueda, es necesario inspeccionar los sistemas de frenado para verificar si se produce el bloqueo de los frenos.



*Figura 5.30. Fisuras térmicas*

## **5.2.2 Fatiga de contacto por rodadura (RCF)**

El desgaste es una de las razones por las cuales las ruedas deben ser reperfiladas, aunque el daño que este produce es relativamente inofensivo, aunque si costoso. En cambio, los fallos por fatiga son más violentos pudiendo llegar a causar desprendimientos de pedazo grandes de la rueda. Estos fallos además causan daños a otros elementos como los carriles, durmientes, suspensiones y rodamientos. Puede llegar al caso extremo que se produzcan descarrilamientos. Los fallos por fatiga se pueden dividir en dos categorías: superficiales y subsuperficiales.

### **5.2.2.1 Fallos por fatiga superficiales**

Se inician debido a grandes deformaciones plásticas del material de la rueda cerca de la superficie de rodadura. El flujo de material se debe a esfuerzos de fricción muy elevados y/o un bajo límite elástico del material. Las fisuras crecen normalmente de hacia el interior de la rueda para luego desviarse hacia la superficie y romper parte de la superficie de rodadura.

#### **5.2.2.1.1 *Ratcheting***

Cuando se supera el límite elástico del material se produce deformación plástica generando zonas endurecidas produciéndose también tensiones residuales. En estas zonas es en donde se generan fisuras en la superficie que avanzan hacia el interior de la rueda una cierta distancia para luego desviarse en la dirección circunferencial. Cuando la fisura se desvía de nuevo, en este caso hacia la superficie, se producen desprendimientos de la superficie de rodadura de la rueda.

Las causas que originan este tipo de defectos son las elevadas tensiones de cortadura debidas a las altas fuerzas de fricción.

#### **5.2.2.2 Fallos por fatiga subsuperficiales**

Se producen debajo de superficie de rodadura. Normalmente se inician debido a defectos macroscópicos del material, aunque se pueden iniciar en puntos de la rueda libres de defectos. Después de la iniciación de la fisura, este se propaga hacia el interior de la rueda entre unos 10 y 30 mm por debajo de la superficie de rodadura. Las fisuras cuando alcanzan la superficie, ésta se rompe y se desprenden pedazos grandes de la superficie de rodadura

Las fisuras por fatiga se originan generalmente por defectos en la rueda. Estos defectos pueden ser causados por defectos de fabricación o por daños externos. Aparecen generalmente como una única fisura.

##### **5.2.2.2.1 *Shelling***

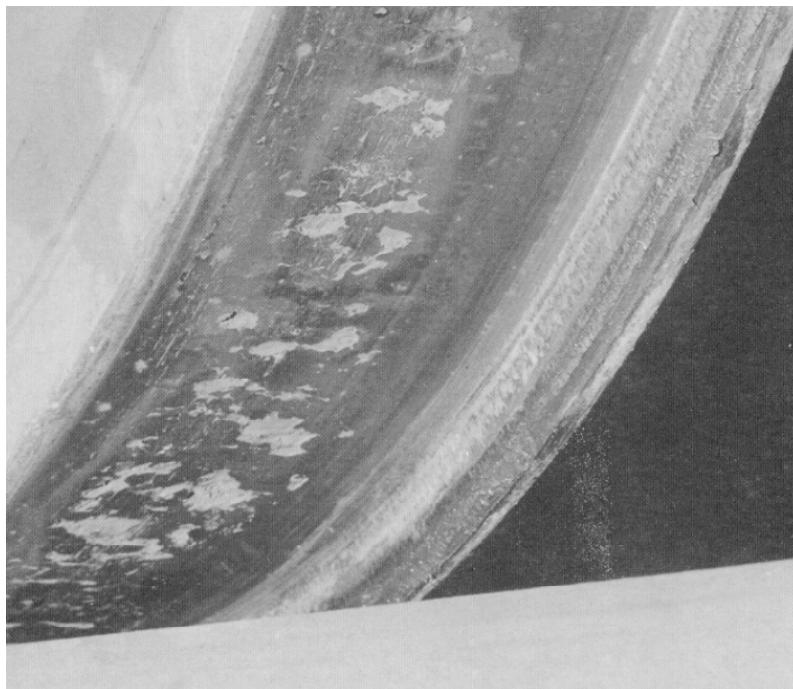
Los defectos *Shelling* están asociados a los fallos por fatiga subsuperficial, generando fisuras horizontales que se crean en el interior de la rueda a una profundidad inicial entre 4 y 5 mm pudiendo crecer hasta llegar a una profundidad de 20 mm, para luego desviarse propagándose la fisura de forma circunferencial para dar lugar al

desprendimientos de pedazos grandes de material pudiendo llegar a causar el descarrilamiento del tren.

Las causas de este defecto están ligadas a ruedas altamente cargadas y niveles bajos de deslizamiento.

### **5.2.3 Spalling**

El Spalling tiene lugar cuando partes del material de la superficie de rodadura se desprenden en varios lugares más o menos de forma continua a lo largo de la circunferencia. Este defecto puede ser a causa de sobretensiones en la zona de contacto rueda-carril, deslizamientos o daños térmicos. Se puede atribuir a una combinación de dos o mas de los siguientes factores: vía en malas condiciones y una velocidad excesiva tienen como resultado grandes tensiones por impactos, cargas verticales excesivas, frenadas excesivas (daños térmicos o deslizamientos) o uso de ruedas de dureza insuficiente.



*Figura 5.31. Spalling*



Estos defectos pueden variar en tamaño dependiendo de su edad y profundidad. Su frecuencia puede llegar al punto en el que la superficie de rodadura este cubierta con crateres hasta el punto que estos llegan a juntarse.

Picaduras en la superficie de la rueda pueden llegar a ser los iniciadores de estos defectos

### 5.2.4 Planos

Los planos son defectos debidos a bloqueos que se producen en la rueda cuando ésta está en movimiento. Todos los planos eventualmente conducen a defectos como *Spalling* y reducen la vida en servicio de los componentes del bogie como los rodamientos. Las fuerzas de los impactos producidas por los planos son perjudiciales para la estructura de la vía y para los componentes del bogie. Los planos generan además vibraciones indeseadas molestas para los viajeros si el vagón es de pasajeros.



**Figura 5.32. Planos**

### 5.2.5 Ruedas escamadas

El escamamiento se debe a la adherencia de material en la superficie de rodadura de la rueda. Este fenómeno se suele atribuir a los frenos que causan que la rueda deslice o resbale sobre el carril, calentándolo hasta el punto que se produzca el flujo de material del carril a la superficie de rodadura de la rueda. Se suele mezclar con suciedad proveniente de los frenos y otros materiales depositándose y enfriándose formando capas parecidas a escamas. Si el defecto se observa en ruta, existen varias maniobras de conducción que permiten llegar al destino:

- Escamas entre 1 y 5 mm: 25 km/h máximo
- Escamas entre 5 y 10 mm: 15 km/h máximo
- Escamas entre 10 y 15 mm: 5 km/h máximo



*Figura 5.33. Ruedas escamadas*

## 5.2.6 Superficies de rodadura hundidas

Debido al mayor desgaste que se produce en la superficie de rodadura de la rueda, en esta se va produciendo una hendidura como se puede apreciar en la figura 5.34. En estos casos el contacto entre la rueda y el carril en puntos como cruces y desvíos no es el adecuado pudiendo llegar a causar descarrilamientos.

El máximo hundimiento permitido de la superficie de rodadura de la rueda es de 3 mm. Si se mide con respecto al punto extremo más alto de la superficie de rodadura, el hundimiento no puede superar los 0,5 mm



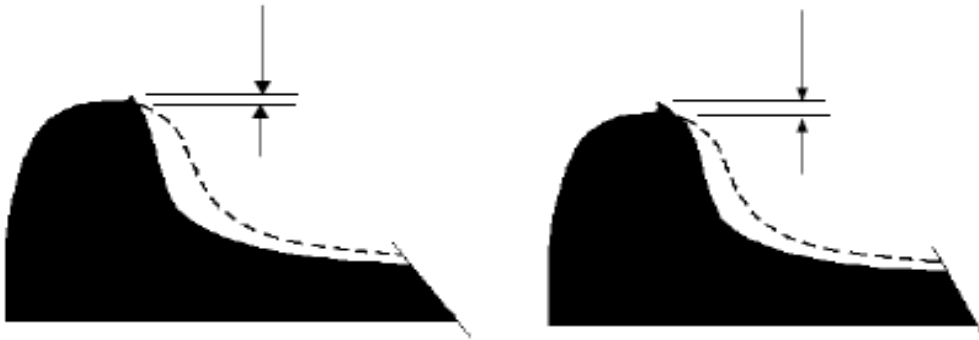
*Figura 5.34. Superficies de rodadura hundidas*

## 5.2.7 Defectos en la pestaña

### 5.2.7.1 Picos

Se debe al desgaste excesivo en la parte interior de la pestaña debido al contacto con el carril en el paso por cruces y desvíos así como en curvas pronunciadas, que

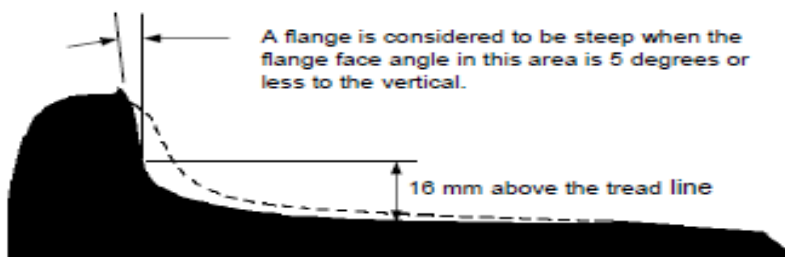
producen pequeños picos de distintos tamaños. Como una medida temporal, el pico se puede remachar en el momento, con lo que se reduce la clasificación del defecto.



*Figura 5.35. Picos*

### **5.2.7.2 Pestañas empinadas**

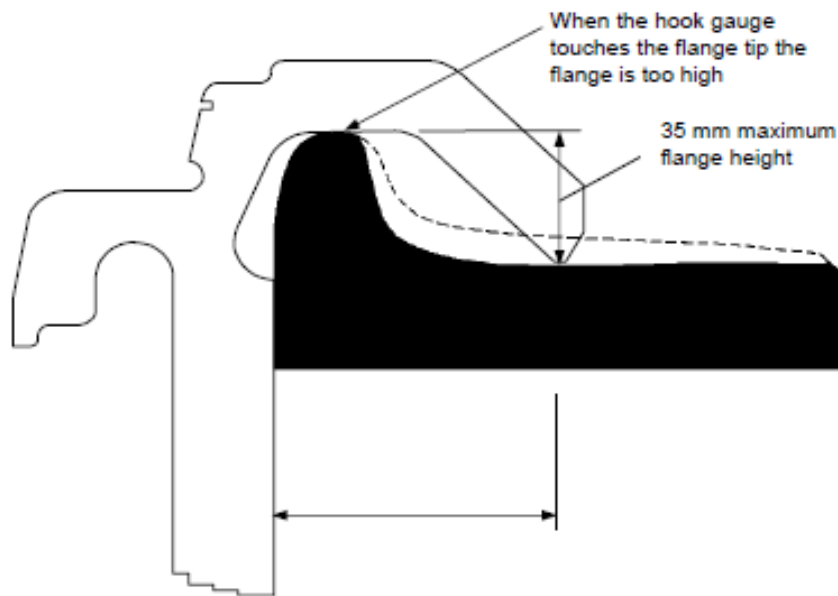
Se dice que una pestaña es empinada cuando su cara interior forma un ángulo con la vertical de  $5^\circ$  o menos (figura 5.36).



*Figura 5.36. Pestañas empinadas*

### **5.2.7.3 Pestañas elevadas**

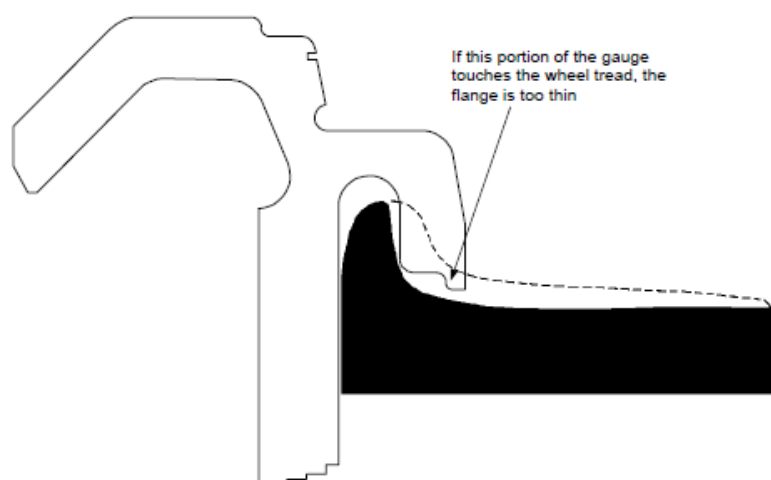
La pestaña de una rueda se considera elevada cuando excede los 35 mm de alto (figura 5.37). Una rueda con la pestaña elevada no puede ser puesta en servicio. El operario debe mantener un informe detallado de inspección y programar su mecanizado al cabo de 15 días de la detección del defecto.



*Figura 5.37. Pestañas elevadas*

#### 5.2.7.4 Pestañas finas

A medida que el desgaste avanza el espesor de las pestañas de las ruedas puede ir disminuyendo llegándose a obtener pestañas muy finas. El mínimo espesor permitido para una pestaña es de 19 mm. El método para detectar este defecto es a través de calibres, como se observa en la figura 5.38. Cuando el extremo del medidor toque con la superficie de rodadura de la rueda, la pestaña se considerará fina.

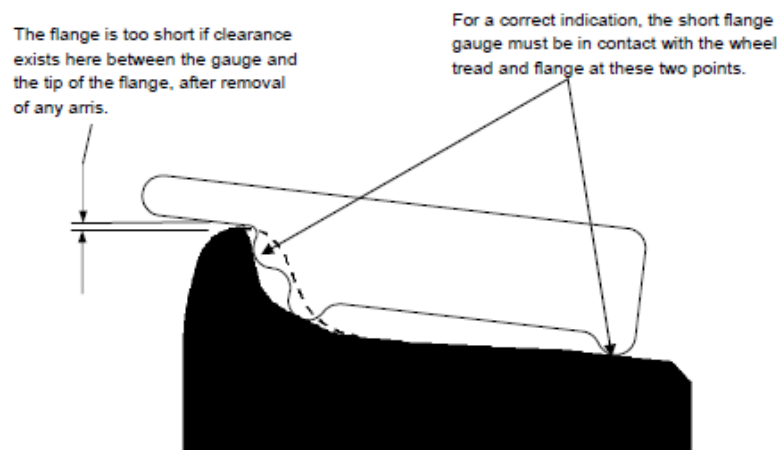


*Figura 5.38. Pestañas finas*

### 5.2.7.5 Pestañas pequeñas

En algunos casos en el que el desgaste avanza con rapidez, sin un desgaste significativo de la superficie de rodadura, en la base de la pestaña se crea una rampa reduciendo de forma significativa el tamaño de la pestaña. La existencia de la rampa supone que la rueda trabaje más cerca de la parte superior de la pestaña pudiendo llegar al descarrilamiento.

Para determinar si la pestaña es pequeña se utiliza un calibre. El calibre posee varios puntos de contacto los cuales deben estar apoyados sobre el perfil de la rueda, si no existe una separación entre el calibre y la cumbre de la pestaña, esta se considera pequeña como se ilustra en la figura 5.39.



*Figura 5.39. Pestañas pequeñas*

# **Capítulo 6**

## **Simulación del contacto rueda-carril**

## 6.1 Software utilizado

Para realizar el estudio del contacto entre la rueda y el carril se va a utilizar el programa Pro/ENGINEER. Es un programa paramétrico creado por *Parametric Technology Corporation* (PTC), con integración de soluciones 3D CAD/CAM/CAE. Proporciona modelado de sólidos, de conjuntos y planos, análisis de elementos finitos y CN (Control Numérico) así como múltiples herramientas para ingenieros mecánicos. Se creó a mediados de los ochenta y fue el primer sistema de modelado de CAD en 3D basado en reglas de restricciones. El modelo paramétrico utiliza parámetros, dimensiones, características y relaciones.

Las capacidades del Pro/ENGINEER se pueden dividir en tres partes: diseño ingenieril, análisis y fabricación.

### - Diseño Ingenieril

Ofrece un amplio rango de herramientas que permiten la creación digital del producto diseñado.

### - Análisis

Pro/ENGINEER dispone de múltiples herramientas de análisis para realizar cálculos de elementos finitos estáticos, análisis dinámicos, térmicos y de fatiga.

### - Fabricación

Proporciona herramientas para el diseño de componentes de mecanizado y simulación de procesos de mecanizado en máquinas de CN.



## 6.2 Análisis de contactos con Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER permite realizar análisis de contactos en una de sus aplicaciones, Mechanica, mediante elementos finitos [20].

Para llevar a cabo dichos análisis es necesario cumplir una serie de requisitos:

- El material debe ser elástico lineal.
- La fuerza de equilibrio está basada en estructuras indeformables (sólo están permitidas pequeñas deformaciones).
- El contacto puede ser libre de fricción o de contacto con fricción, siendo en este caso el coeficiente de fricción infinitamente grande.
- Se permiten utilizar todas las cargas y restricciones que se emplean en análisis estáticos.
- Es necesario definir las interfaces de contacto para que Mechanica sepa dónde se produce la zona de transferencia de cargas.
- Mechanica solo permite realizar contactos en análisis estáticos.

Tipos de modelos para el contacto:

- Modelos sólidos 3D
- Tensión plana 2D
- Esfuerzo plano 2D

- Axilsimétrico 2D
- No soporta placas o vigas

## 6.2.1 Introducción al método utilizado en Mechanica

Para un análisis de contacto estático se resolverá el siguiente sistema de ecuaciones:

$$|K(\vec{u}, \vec{f})| \cdot \vec{u} = \vec{f} \quad (6.1)$$

La matriz de rigidez  $K$  no lineal, es función del vector de fuerza no lineal  $f$  y el vector desplazamiento  $u$ .

En la práctica, el contacto entre las superficies se consigue mediante elementos muelle no lineales (elementos gap), aunque esto no es visible para el usuario.

Cuando se calcula la penetración de un contacto debido a la aplicación de cargas externas o por un ajuste por interferencia, Mechanica intenta establecer la profundidad de la penetración iterativamente ajustando la rigidez del elemento muelle a un valor menor, para lograr que tanto la tensión local y el equilibrio de las cargas globales se alcance. Una profundidad de penetración igual a cero no es matemáticamente posible, porque entonces la rigidez del muelle sería infinita. La configuración predeterminada para la profundidad de penetración en el contacto está basada en el 5% de la raíz cuadrada del área de contacto. Este valor se obtiene de la experiencia.

### 6.2.1.1 Técnica Newton-Raphson para lograr la convergencia

Antes de la convergencia se puede calcular el error residual correspondiente a la última solución del vector desplazamiento  $u$ ,  $r = f - Ku$ . Aquí, el vector residual  $r$  tiene las dimensiones de fuerza. Esta fuerza tiene que ser cero para que el sistema converja. La solución de Newton-Raphson resuelve entonces  $Kdu = r$  para poder determinar el cambio en el valor de  $u$  para la siguiente iteración.

La norma del residuo es el producto escalar de  $r \cdot du$ . Se puede pensar físicamente como una energía residual, que debería ser cero cuando se ha convergido. Se normaliza la norma residual con el producto escalar del desplazamiento total y el vector de fuerza total, para que la norma residual sea:  $(r \cdot du)/(u \cdot f)$ . Esta norma residual tiene que ser menor que el valor por defecto de 1.0E-14 establecido en Mechanica.

### **6.2.1.2 Implementación del software técnico para el análisis de contactos de Mechanica**

En un análisis de contacto, cada paso de cálculo, ya sea para análisis de convergencia Paso-Simple o Multi-Paso, se lleva a cabo en al menos dos fases de carga:

- Fase de carga 0

Se lleva a cabo sin la carga externa. Ningún conjunto de cargas está activo, solo las condiciones de contorno. Cuando existe penetración inicial en el borde de contacto debido a un ajuste de presión, éste se reconoce y puede ser calculado

- Fase de carga 1

El análisis se realiza con todas las cargas externas en el conjunto de cargas seleccionadas al mismo tiempo, basándose en el sistema convergido de la fase de carga 0.

Se pueden definir opcionalmente intervalos intermedios de cargas, donde todas las cargas se escalan en sincronía. Esto no se recomienda para los modelos con presiones de ajuste.

Una interferencia o presión de ajuste se puede alcanzar bien por una interferencia actual en el modelo de Pro/E o usando una carga térmica. De todas maneras en casos extremos, dado que el proceso de solución del software es diferente para ambos métodos, dependiendo del problema se pueden obtener diferentes resultados.

### **6.2.1.3 Medidas de contacto**

Para todos los contactos las siguientes medidas están disponibles:

- Fuerza

La fuerza de contacto se calcula del resultado de la fuerza del muelle de los elementos muelle.

- Carga

La carga de contacto se calcula de la integral de la presión de contacto en el área de contacto.

- Área

Área de contacto

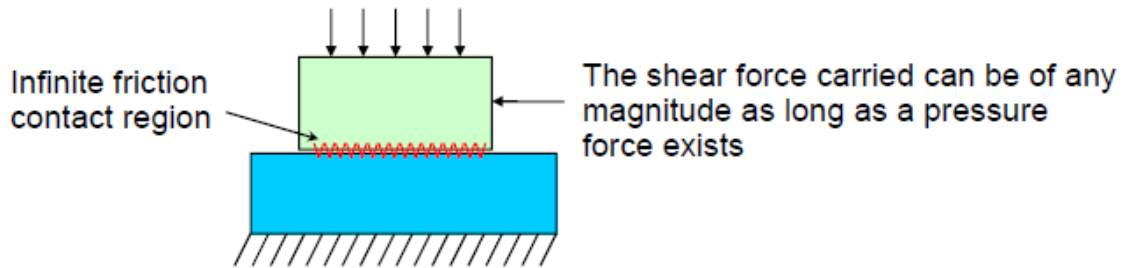
- Máxima presión de contacto

- Presión de contacto medio

La presión de contacto medio corresponde a la carga dividida por el área de contacto (no fuerza/área de contacto)

### **6.2.1.4 Análisis de contacto con la funcionalidad de Fricción Infinita**

En la selección de contacto con fricción con superficies de contacto cerradas, cualquier carga de cortadura elevada se puede producir, independientemente de la magnitud de la carga de presión, sin que se produzca deslizamiento.



**Figura 6.1. Contacto con fricción infinita**

Después de que se haya realizado el análisis, es importante verificar si el modelo todavía es válido o si por cargas de cortadura se produce un deslizamiento entre las superficies de contacto porque la fuerza de fricción resistente es muy baja. El valor del deslizamiento  $S_i$  tiene que ser  $\leq 0$  para ser un modelo válido.

El deslizamiento  $S_i$  está en general distribuido de forma desigual sobre el área de contacto, por lo tanto, sus valores característicos se hacen disponibles en la forma de tres medidas diferentes:

- InterfaceName\_any\_slippage:

Máximo deslizamiento  $S_{imax}$  en la región de contacto

- InterfaceName\_complete\_slippage:

Mínimo deslizamiento  $S_{imin}$  en la región de contacto

- InterfaceName\_average\_slippage:

Deslizamiento medio  $S_{iav}$  en la región de contacto

- InterfaceName\_max\_tang\_traction

Máxima tensión de cortadura de contacto en el área de contacto

Los valores característicos de “Deslizamiento” y “Tracción Tangencial” se pueden encontrar no solo en los archivos rpt, pero también su distribución completa en toda la superficie de contacto en los resultados del post-procesador.

#### **6.2.1.5 Valores que se pueden modificar para influenciar el análisis**

Se pueden usar diferentes opciones en las líneas de comandos del programa de ejecución para influenciar la iteración no lineal:

- Controlar la máxima penetración permitida en la superficie de contactos

*contact\_penetration N*. N es el factor multiplicativo para profundidad de penetración máxima permitida. El valor predeterminado de profundidad de penetración es 0,05, el 5% del valor de la raíz cuadrada del área de contacto. Si N se establece un valor de 0,01 por ejemplo, la máxima profundidad de penetración se reduce a 0,0005, el 0,05% del valor de la raíz cuadrada del área de contacto.

- Cambiar el número máximo de iteraciones permitido por paso de carga:

*contact\_nr\_its M*. M es el número de iteraciones permitido por paso de carga, hasta que se pare el sistema, si no se ha logrado converger. El valor por defecto es 200 pasos.

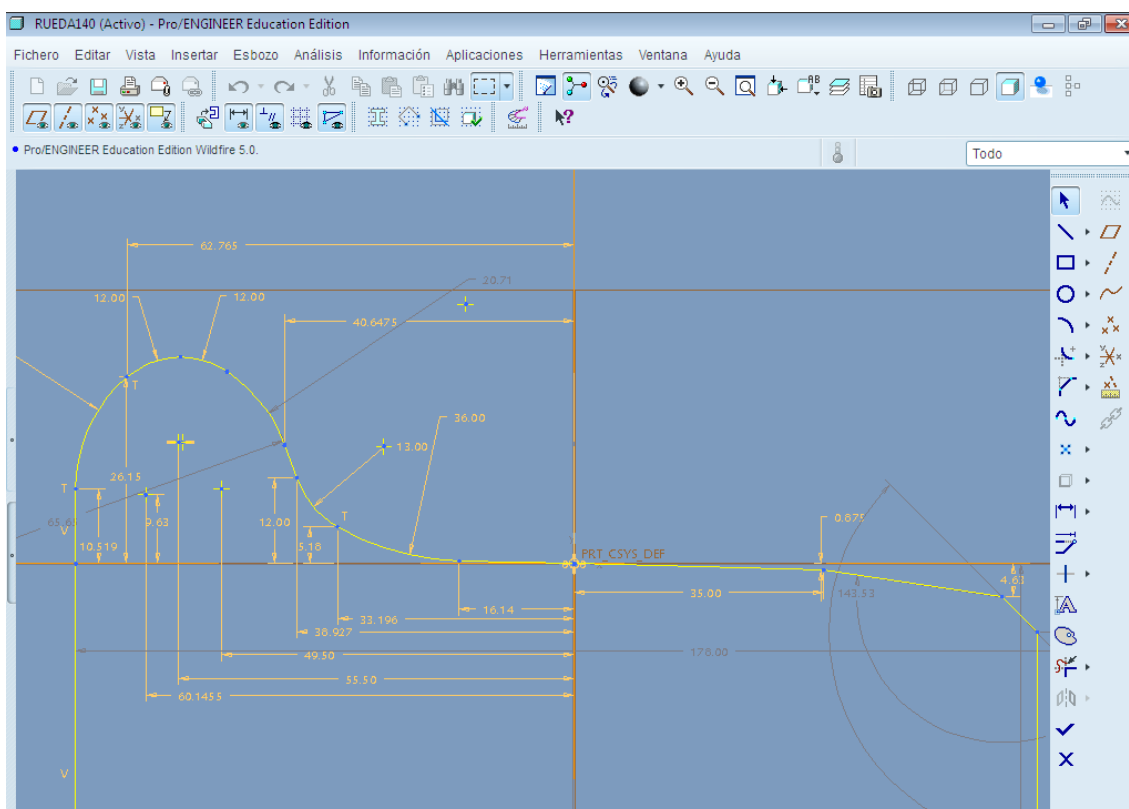
- Cambiar la tolerancia de la norma residual:

Variable ambiental: *MSE\_CONTACT\_TOLERANCE\_FACTOR y*. La tolerancia por defecto es 1,0E-14. La variable ambiental y actúa como un factor multiplicativo para el valor por defecto. Por ejemplo si se establece y a 1,0E6, la tolerancia de la norma residual aumenta a 1,0E-08.

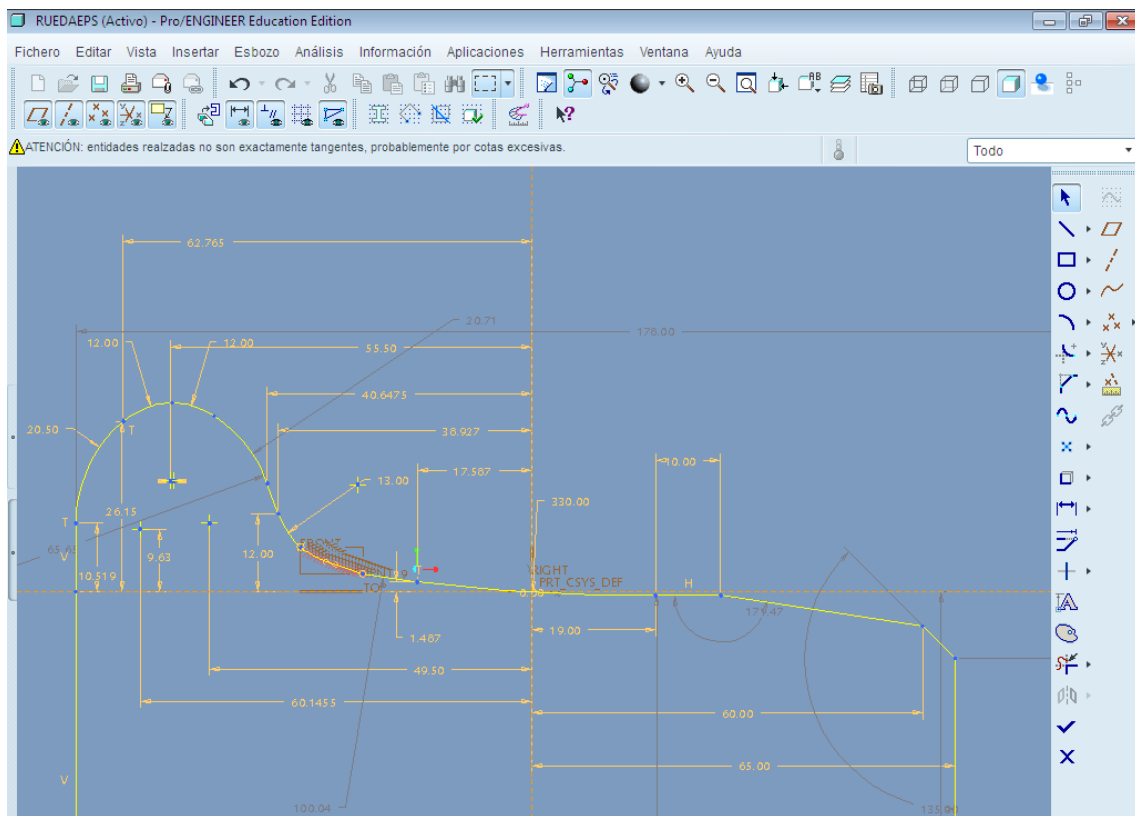
## 6.3 Modelado de las ruedas

Para modelar la rueda de ferrocarril se utilizará un plano proporcionado por RENFE, en el que se detallan todas las cotas de la rueda monobloque, y otro plano en detalle del perfil de rodadura modificado para adaptarse a la norma vigente. A esta rueda la he denominado 120. Para las otras tres ruedas que se van a utilizar en las simulaciones se va a utilizar la misma rueda variando únicamente el perfil de rodadura. Los tres perfiles que se utilizan son el 140 (figura 6.2), EPS (figura 6.3) y S1002 (figura 6.4), obteniéndolos de la norma UNE-EN 13715:2007.

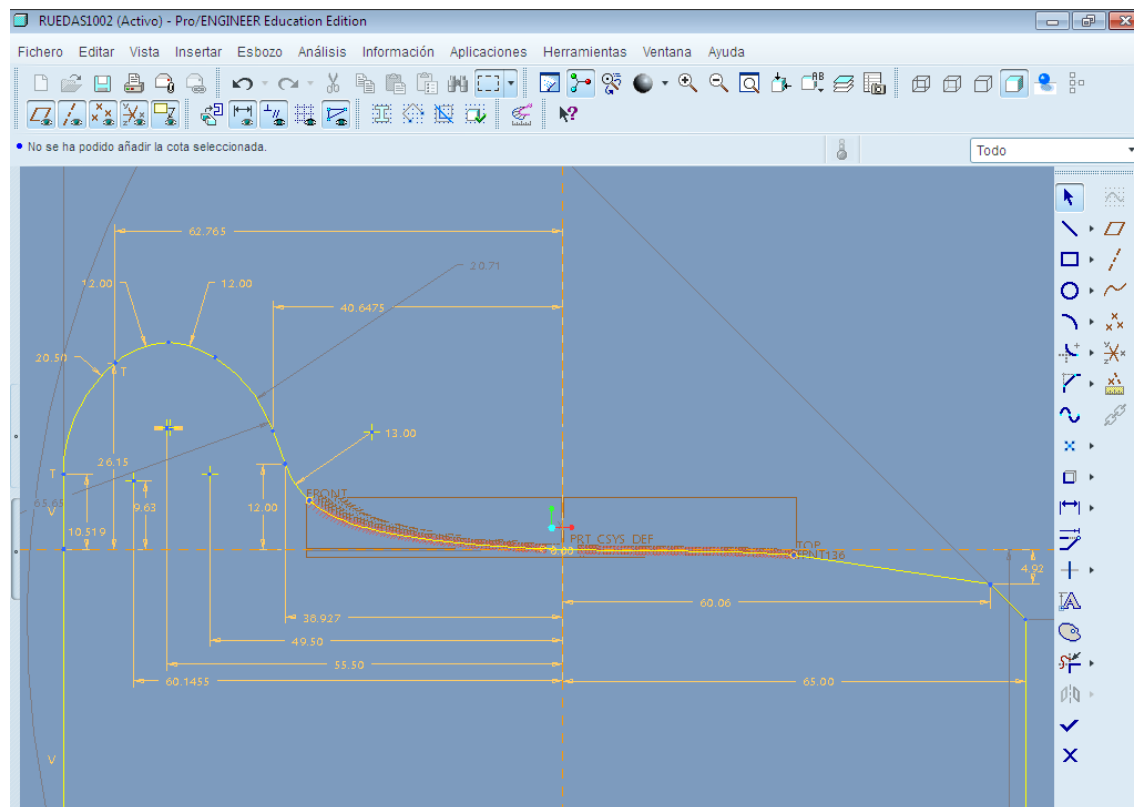
Para estos tres perfiles, la forma de la pestaña es la misma según la norma, y las coordenadas de sus puntos característicos para su construcción son función de la altura y del espesor de la pestaña. Sabido esto, los valores de altura y espesor de la pestaña que se van a utilizar son los mismos que la pestaña del perfil 120, siendo 29 y 32 mm respectivamente. La construcción del resto del perfil para cada uno viene especificada en la norma, siendo diferente para los tres.



**Figura 6.2. Perfil 140**



**Figura 6.3. Perfil EPS**



**Figura 6.4. Perfil S1002**



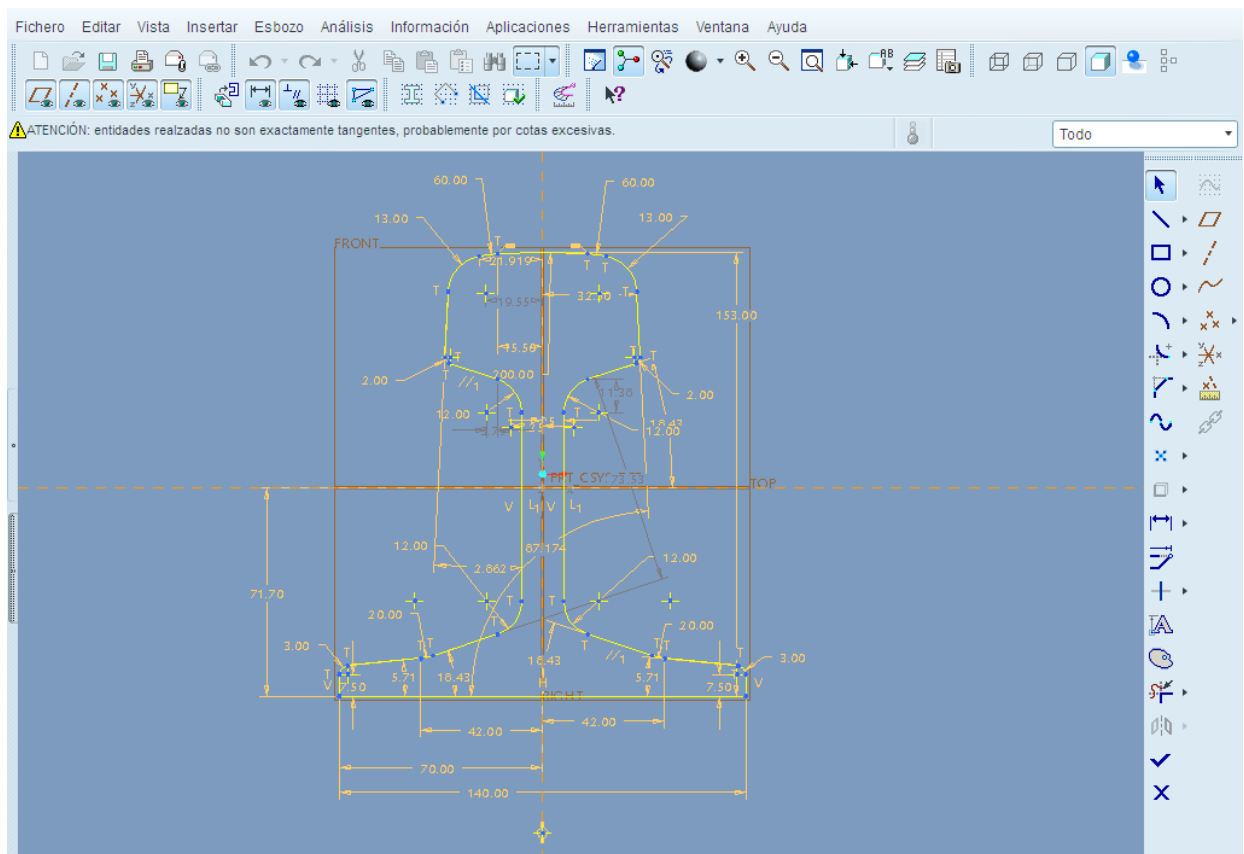
En las aristas que se crean en la superficie del modelo de Pro/ENGINEER por los cambios de curvatura o transiciones de curvas a rectas, cuando el contacto se produce sobre ellas, los resultados de las simulaciones se ven afectados ya que se generan singularidades sobre ellas. Por ello, una vez que se genera el perfil siguiendo los pasos de la norma, se obtendrán una serie de puntos desde la contra-pendiente hasta el punto más alto de la pestaña. Estos puntos servirán para generar una curva que coincida con el perfil. Esta curva será la que se utilizará para crear el perfil de rodadura de la rueda en el boceto, obteniendo de esta forma una superficie libre de aristas.

## **6.4 Modelado del carril**

La norma UNE-EN 13674-1:2006+A1:2008 especifica los carriles ferroviarios Vignole con masa lineal igual o superior a 46kg/m, incluyendo 21 perfiles distintos de carriles.

El perfil de carril que se ha seleccionado es el 50 E 6. Las dimensiones de dicho carril vienen especificadas en la norma. La longitud que se le dará será de 400 mm, suficiente para que no se vea afectado por las tensiones que ocurren en el contacto y no mayor para no prolongar el tiempo de análisis.

Para la generación del carril se seguirá el mismo proceso que para la rueda; se esbozará según el plano proporcionado por la norma y luego se obtendrán los puntos de la superficie de la cabeza con los que se obtendrá una curva que se usará para generar el perfil del carril libre de aristas.



**Figura 5. 40.** Perfil del carril 50 E 6

Las características significativas de este carril, sacadas de la norma, son:

- Área de la sección transversal  $64,84 \text{ cm}^2$
- Masa lineal  $50,90 \text{ kg/m}$
- Momento de inercia vertical eje x-x  $2.017,8 \text{ cm}^4$
- Módulo resistente. Cabeza  $248,3 \text{ cm}^3$
- Módulo resistente. Patín  $281,3 \text{ cm}^3$
- Momento de inercia horizontal eje y-y  $396,8 \text{ cm}^4$
- Módulo resistente horizontal eje y-y  $248,3 \text{ cm}^3$

## 6.5 Modelado del eje

Para modelar el eje de ferrocarril se utilizará el plano proporcionado por RENFE, en el que se detallan todas las sus dimensiones, obteniéndolo de la norma UNE-EN 13103:2010.

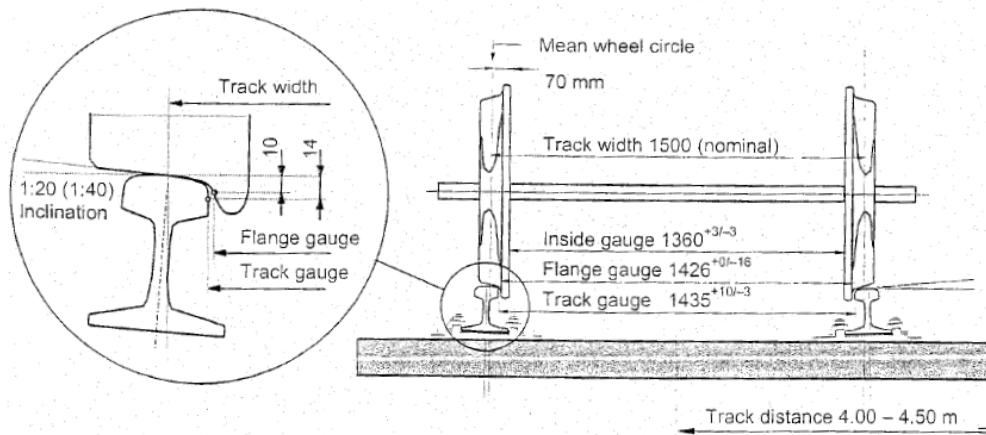
Este eje sólo se utilizará en las simulaciones para uno de los desplazamientos del eje montado en el que sí se hará necesario su uso. El resto se realizarán sin el eje para así poder reducir tiempo de cálculo de la simulación ya que nuestro objetivo no es ver lo que ocurre en el eje sino en la rueda.

## 6.6 Posición de contacto

Una vez que se tienen las ruedas y el carril modelado, el siguiente paso es montar el conjunto. Para cada rueda se van a elegir cinco puntos de contacto. Estos puntos se conseguirán desplazando una cierta distancia el eje montado hacia uno de los laterales. Los desplazamientos elegidos son 0 mm, 5 mm y 10 mm. Los desplazamientos laterales de 5 y 10 mm del eje montado nos darán cada uno dos puntos de contacto distintos. Para el desplazamiento lateral de 5 mm se tendrá +5 mm para una rueda y -5 mm para la otra, ocurriendo lo mismo con el desplazamiento de 10 mm, +10 mm para una rueda y -10 mm para la otra. Para la posición en la que no existe desplazamiento, únicamente se simulará una rueda ya que la posición de la otra es exactamente igual. Las dimensiones de montaje del eje montado y de la vía se harán de acuerdo a una vía recta normal estándar (figura 6.5). [22]

Las dimensiones características para montar los modelos son:

- |   |         |
|---|---------|
| - Separación entre las líneas medias de las ruedas      | 1500 mm |
| - Separación entre las caras internas de los carriles   | 1435 mm |
| - Inclinação de los carriles con respecto la horizontal | 1:20    |



**Figura 6.5. Dimensiones de una vía recta normal estándar**

Para las simulaciones en las que no existe desplazamiento lateral y para las de desplazamiento lateral de 5 mm, no se va a hacer uso del eje. Esto se debe a que para calcular el contacto entre la rueda y el carril, el tiempo computacional es muy elevado, por lo que introducir el eje llevaría aún más tiempo, no siendo el estudio del comportamiento del eje el objetivo de este proyecto. Para las simulaciones del desplazamiento lateral de 10 mm sí se va a hacer uso del eje en el montaje del conjunto y también durante los análisis, ya que para este caso el punto de contacto entre el carril y la rueda se produce en la pestaña de éste y al no haber fricción entre los componentes se va a producir un desplazamiento vertical de la rueda significativo, por lo que se hace necesario el uso del eje.

Las restricciones y las cargas, así como las conexiones para este caso varían ligeramente por lo que se detallarán en los siguientes apartados.

## 6.7 Materiales

### 6.7.1 Material de la Rueda

El material seleccionado es el acero ER7. Éste es el acero mayormente utilizado en Europa [12]. Sus características se obtienen de la norma UNE-EN 13262=2005+A1:2009.

Las tablas que se muestran a continuación contienen los porcentajes máximos de los elementos que lo componen y los valores característicos del límite elástico y resistencia última de la llanta y el velo:

**Tabla 6 1. Porcentajes máximos de los diferentes elementos específicos**

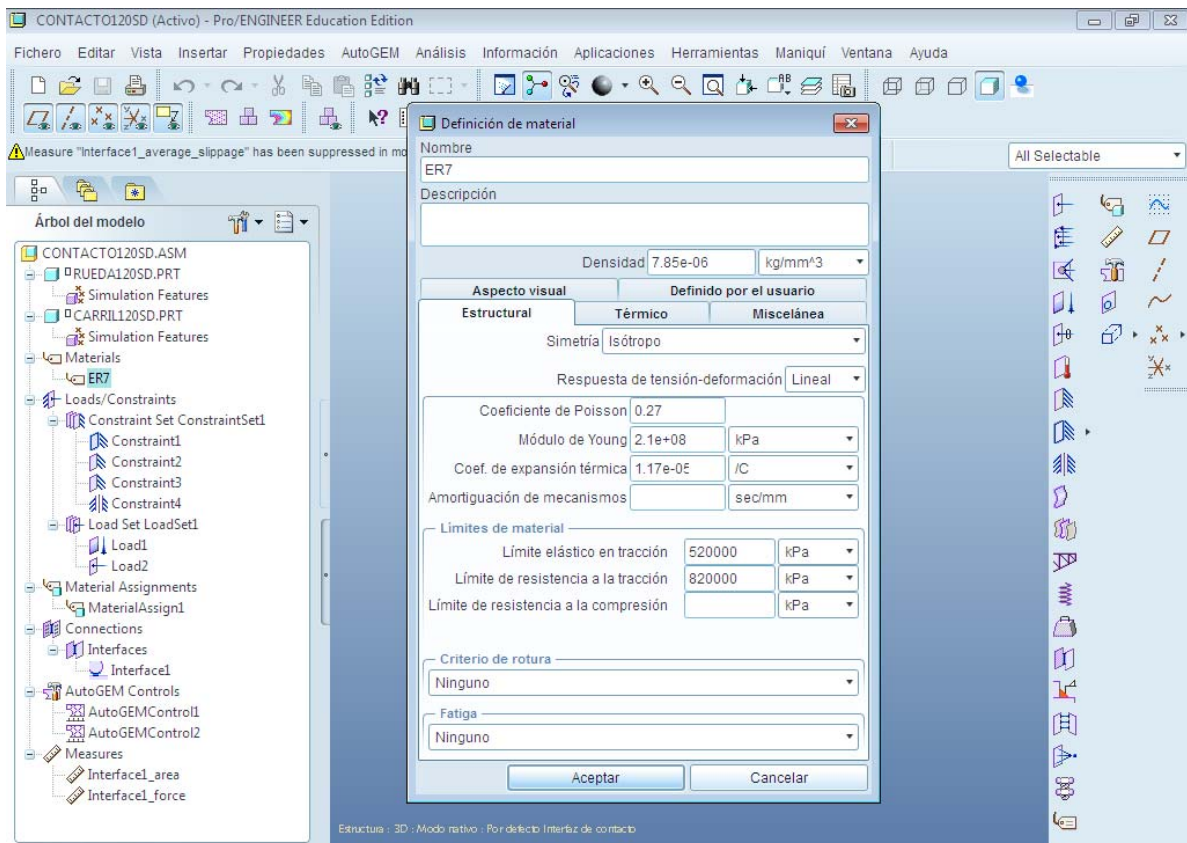
	Contenido máximo en %										
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Mo	Ni	V	Cr+Mo+Ni
ER7	0,52	0,4	0,8	0,02	0,015	0,3	0,3	0,08	0,3	0,06	0,5

**Tabla 6.2. Relación Valores característicos de la llanta y el velo**

	Llanta		Velo
	$R_{eH}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$R_m$ (N/mm <sup>2</sup> )	$R_m$ (N/mm <sup>2</sup> )
ER7	≥520	820/940	≥110

Para poder asignar este material a la rueda y el carril es necesario crearlo en Pro/ENGINEER. Introduciremos los valores de la tabla 7.2, así como un módulo de Young de 210 GPa, un coeficiente de Poisson de 0,27 y una densidad del material de 7.850 kg/m<sup>3</sup>.

El tipo de acero utilizado en Europa para los carriles es el R260 [13], pero como según la teoría del contacto los materiales tienen que ser iguales para separar el problema normal del tangencial, se asignará al carril el mismo tipo de material que se utilizará para la rueda.



**Figura 6.6. Creación del material ER7**

## 6.7.2 Material del Eje

El material que se va a utilizar para el eje es un acero denominado EA1N sacado de la norma UNE-EN13261. Los valores característicos de este acero son:

- Límite elástico 320 MPa
- Resistencia última 550-600 MPa

Para crear dicho material en Pro/ENGINEER se seguirá el mismo método que para el material de la rueda.

## **6.8 Cargas y restricciones**

### **6.8.1 Restricciones**

#### **6.8.1.1 Sin desplazamiento lateral y desplazamiento lateral de 5 mm**

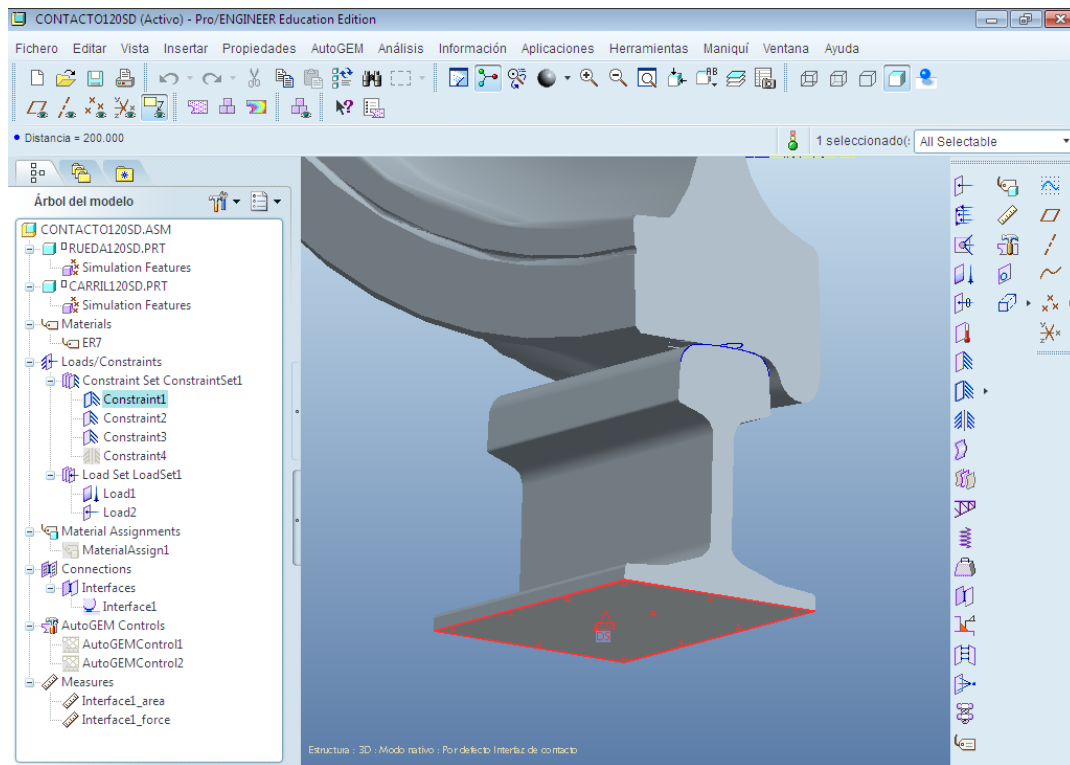
Debido a que para el cálculo de contactos los análisis deben ser estáticos, es necesario restringir el modelo correctamente ya que si no se hace, durante el análisis, se muestra un mensaje de error alertando de las pocas restricciones del modelo, no pudiéndose llevar a cabo dicho análisis asimilando el programa que se trata de un mecanismo. Las restricciones que se van a explicar a continuación serán las correspondientes al modelo de rueda 120 en el que no existe desplazamiento lateral, en la cual se simulará una sola rueda, siendo las restricciones y las cargas para las simulaciones de las otras ruedas las mismas así como para el desplazamiento lateral de 5 mm, aplicándolas en este caso a ambas ruedas y carriles ya que se simulan dos ruedas a la vez.

##### **- Restricción Plana**

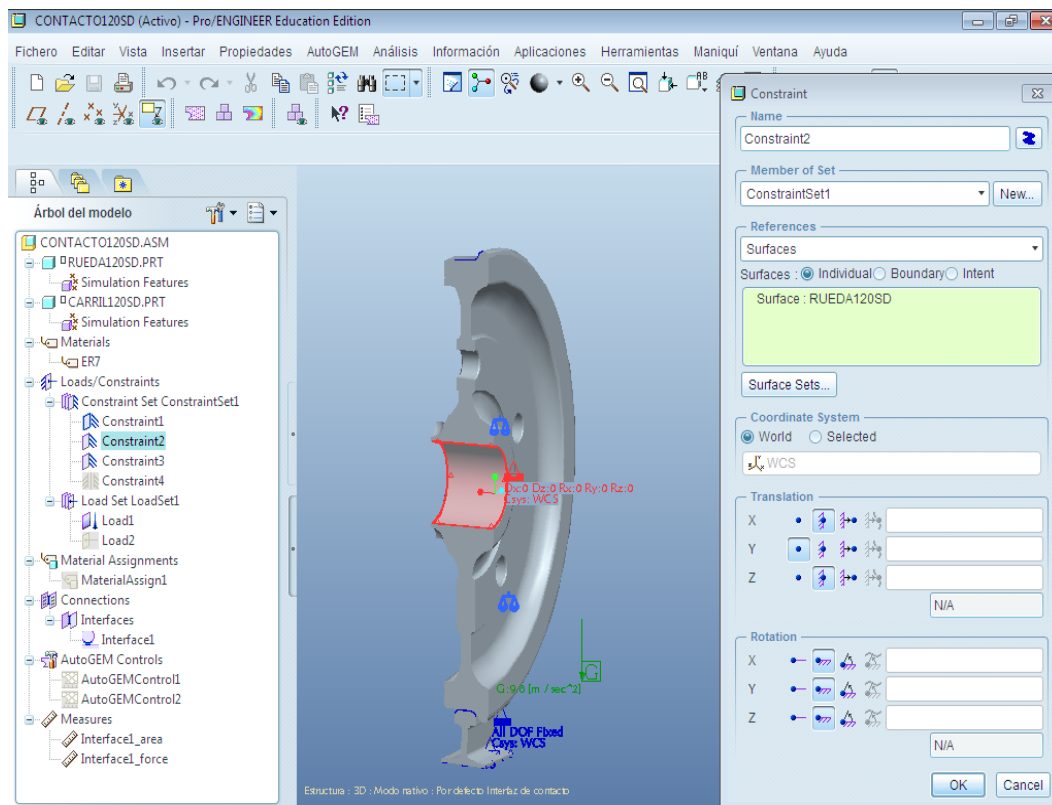
Esta restricción implica que a la superficie seleccionada se le van a restringir todos sus movimientos y se la impondremos a la superficie inferior del carril como se observa en la figura 6.7.

##### **- Restricción de desplazamiento**

Se tendrán dos restricciones de desplazamiento, una aplicada en la rueda y otra en el carril. La superficie de la rueda a la que se va a restringir su movimiento será la que aloje al eje, permitiéndole solamente el desplazamiento en el eje vertical (figura 6.8) y que corresponde con el eje en el que está aplicada la carga.



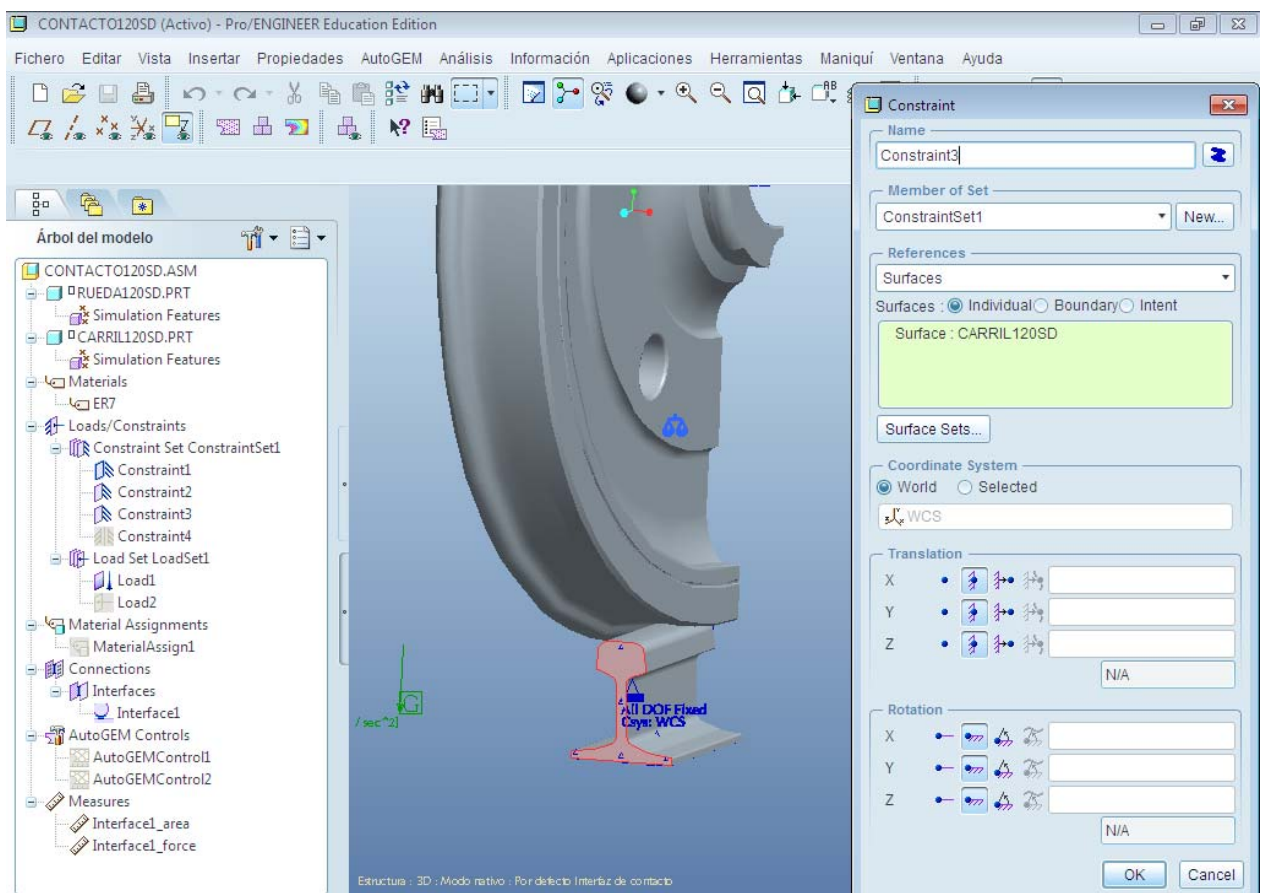
**Figura 6.7. Restricción plana en el carril**



**Figura 6.8. Restricción de desplazamiento en la rueda**



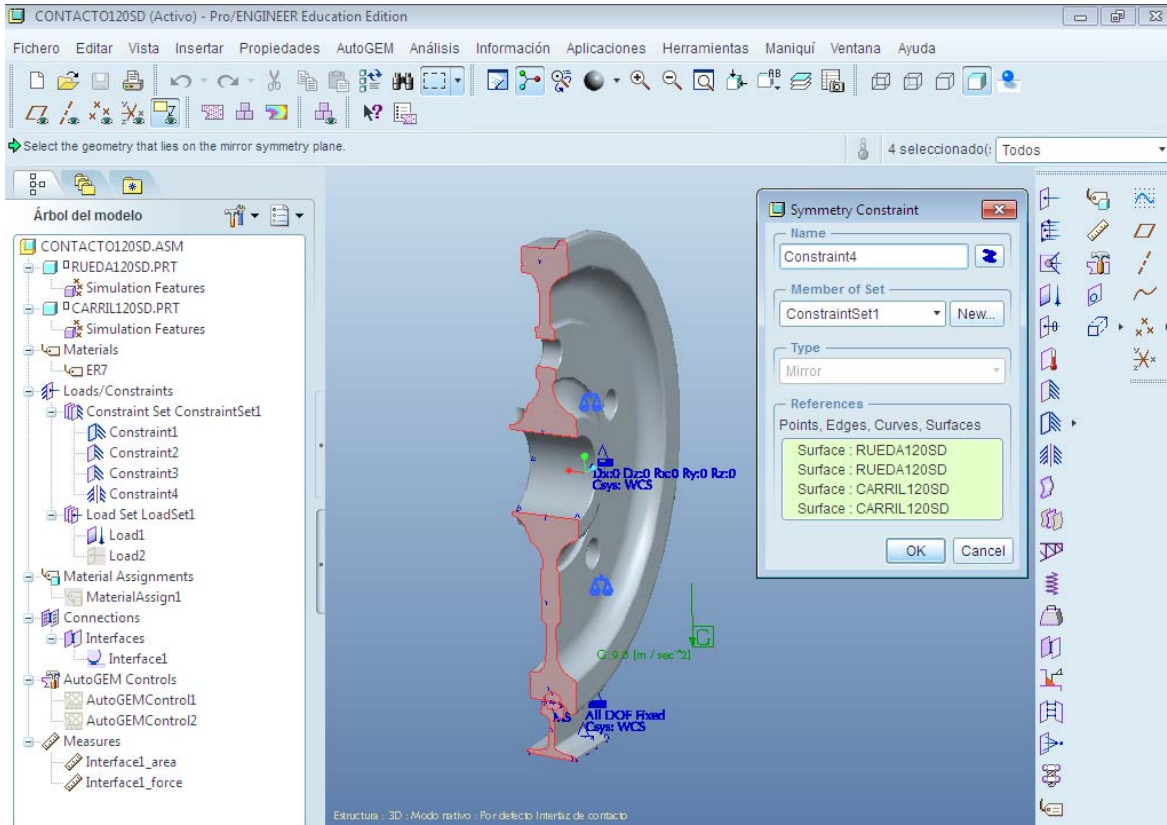
La superficie restringida del carril es aquella correspondiente al extremo final de éste (figura 6.9). La razón por la cual se ha restringido esta superficie se debe al contacto entre la rueda y el carril. Como se explicó en el apartado anterior sobre el cálculo de contactos en Mechanica, existen dos tipos de contacto, con fricción infinita o sin fricción. En todas las simulaciones los análisis son sin fricción, pero debido a esto es necesario restringir las superficies de contacto ya que, si no se hace, durante el análisis se muestra un mensaje de error alertando de las pocas restricciones en la dirección tangencial del contacto y saliendo los resultados erróneos. Utilizando modelos más pequeños de contactos parecidos al modelo real para realizar pruebas, se observó que no hace falta restringir las propias superficies de contacto, pudiéndose restringir otra de las superficies de la pieza, en este caso la superficie del extremo final del carril obteniéndose resultados exactos. Para esta superficie restringiremos todos sus movimientos como se muestra en la figura 6.9.



**Figura 6.9. Restricción de desplazamiento en el carril**

## - Restricción de simetría

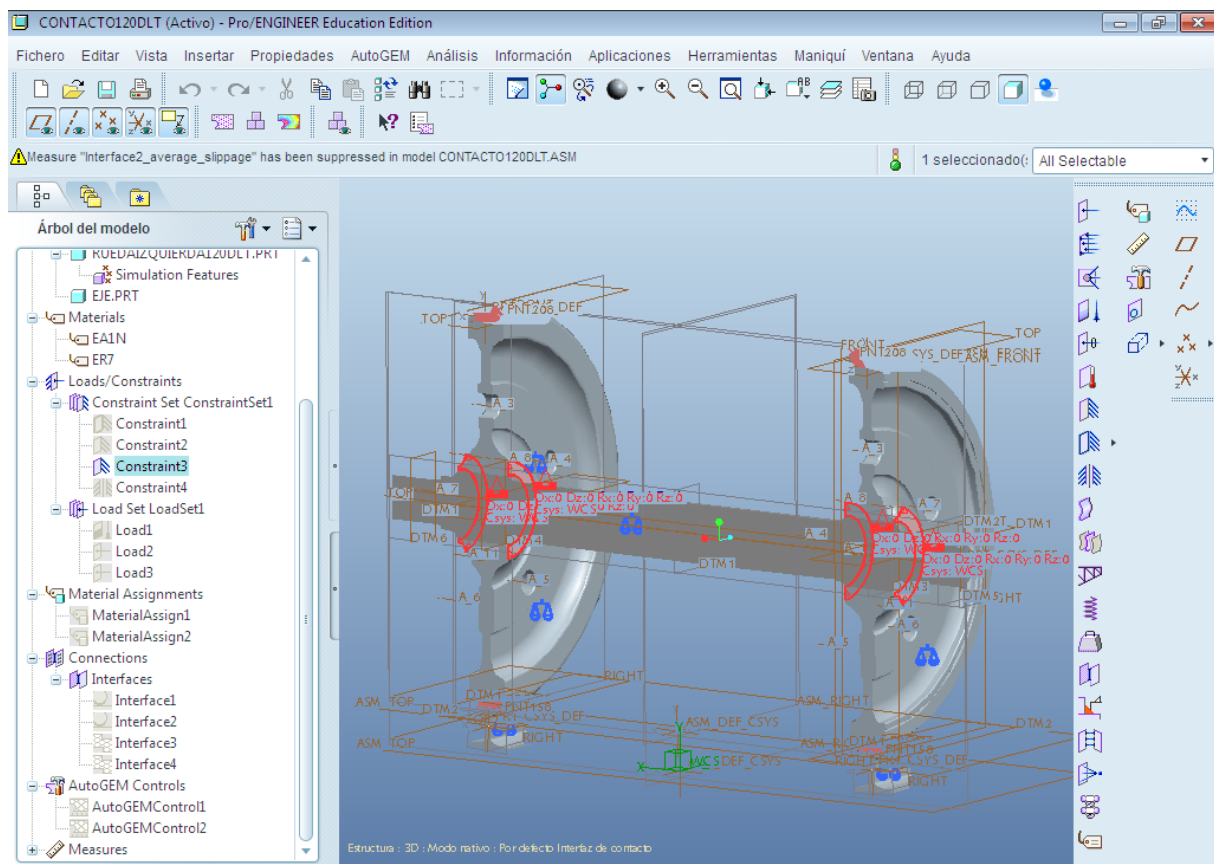
Debido a que es un modelo muy grande se ha buscado en Pro/ENGINEER, de todas las funciones que tiene, la forma de poder reducir el modelo o buscar alguna idealización que se pudiera utilizar para poder reducir los tiempos de cálculo. Mirando los diferentes modelos que Mechanica soporta para analizar contactos, la rueda presenta axilsimetría, pero para realizar los cálculos es necesario que las restricciones y las cargas también presenten axilsimetría, lo que no ocurre con el modelo. Mechanica da la posibilidad de introducir una restricción de simetría. Esta restricción requiere que el modelo sea simétrico respecto a un plano y que las demás restricciones y cargas impuestas al modelo también lo sean respecto a ese mismo plano. Para todos los modelos que se van a simular existe tanto simetría en el modelo como en las cargas y restricciones respecto al plano que corta al conjunto justo por la mitad. Una vez se tiene el conjunto montado es necesario realizar un corte por la mitad del modelo. Esta restricción va a permitir reducir el tiempo de cálculo del análisis exactamente a la mitad. En la figura 6.10 se muestra las superficies seleccionadas para dicha simetría.



**Figura 6.10. Restricción de simetría**

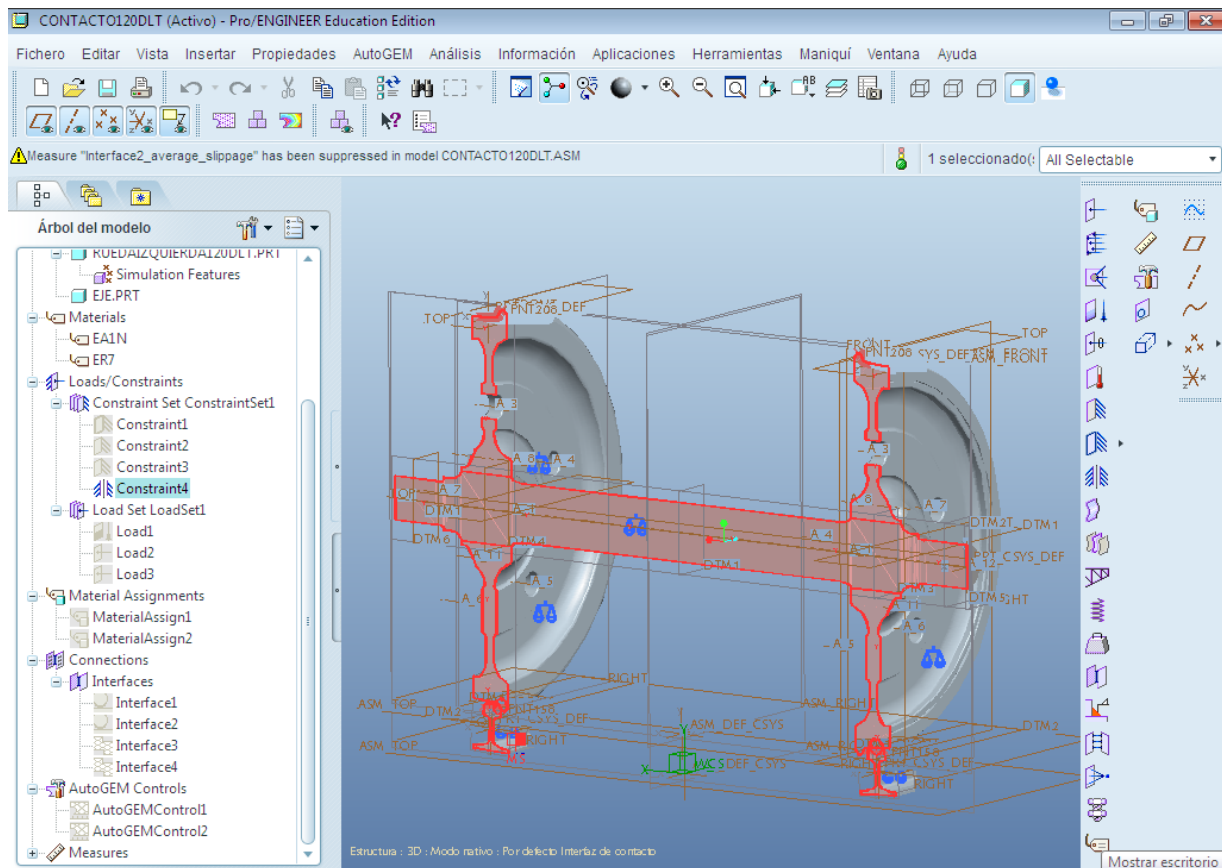
### 6.8.1.2 Desplazamiento lateral de 10 mm

Las restricciones serán la mismas teniendo en cuenta que las únicas restricciones que van a variar van a ser la de simetría y una de las restricciones de desplazamiento, concretamente la de la superficie de la rueda que aloja al eje. Esto se debe a que a esta superficie se le va a asignar un contacto con el eje, que se detallará más adelante, que impide que sobre ésta exista una restricción de desplazamiento o de carga. Ésta se sustituirá por dos superficies laterales de la rueda como muestra la figura 6.11.



**Figura 6.11. Restricción de desplazamiento en la rueda**

La restricción de simetría se va a ver modificada de modo que se añadirá la superficie del eje al conjunto de superficies ya seleccionadas como se observa en la figura 6.12.



**Figura 6.12. Restricción de simetría**

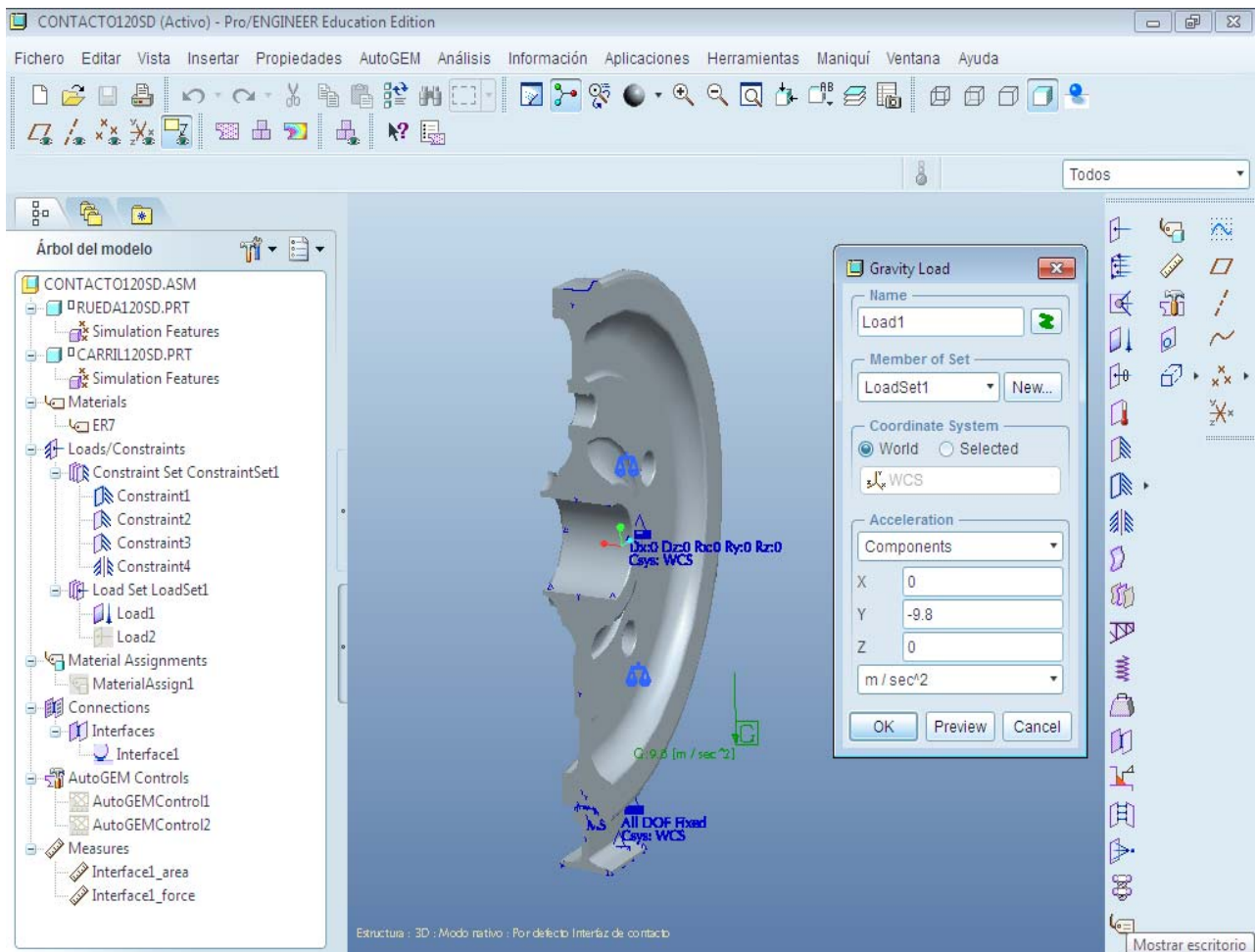
## 6.8.2 Cargas

### 6.8.2.1 Sin desplazamiento y con desplazamiento lateral de 5 mm

Las cargas que se aplican al modelo son dos, la carga debido a la gravedad y la carga aplicada que soporta el eje montado.

- Carga debida a la gravedad

Se aplicará sobre los componentes con un valor de  $-9,8 \text{ m/s}^2$  y la dirección será en el eje vertical y (figura 6.13).



**Figura 6.13. Carga de gravedad**

#### - Carga aplicada

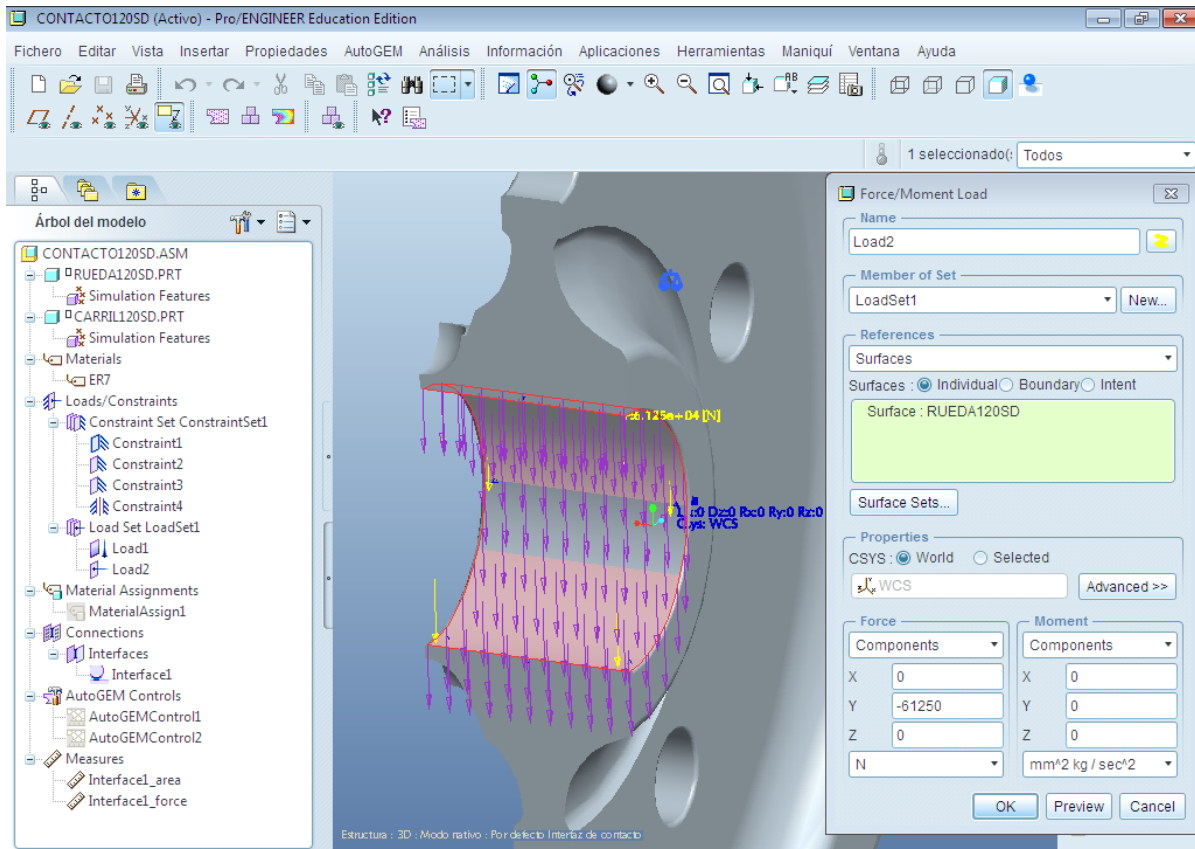
La carga que soportan los ejes ha ido aumentando a lo largo de los años hasta llegar en el año 2000 a las 30 toneladas gracias a los avances en el campo de fabricación de componentes y en los materiales empleados en su fabricación.

También hay que tener en cuenta el tipo de carril que se utiliza, ya que no todos soportan la misma carga. Para el carril seleccionado la carga que éste puede soportar está entre las 25 y 30 toneladas por eje. Para las simulaciones se utilizará una carga de 25 toneladas por eje.

Es importante señalar que, debido a que se está utilizando la restricción de simetría, la carga aplicada sobre la superficie debe de ser la mitad. Es así debido a que, como el



modelo se ha dividido en dos, cuando se aplica un carga sobre un superficie ésta se reparte por toda la superficie, y al tener solo la mitad del modelo solamente se aplica la mitad, de lo contrario se estaría aplicando el doble de la carga real.



**Figura 6.14. Carga aplicada**

Como para estas simulaciones se va a prescindir del eje, la carga se aplicará directamente a la rueda en la superficie donde el eje está alojado. Sobre esta superficie se aplicará una fuerza en el eje y de -61.250 N (figura 6.14).

### 6.8.2.2 Desplazamiento lateral de 10 mm

- Carga debida a la gravedad

Para este desplazamiento lateral la carga de gravedad sigue siendo la misma.

## - Carga aplicada

La carga para estas simulaciones se aplica en las manguetas del eje. El valor será el mismo que el anterior, de -61.250 N en el eje y (figura 6.15).

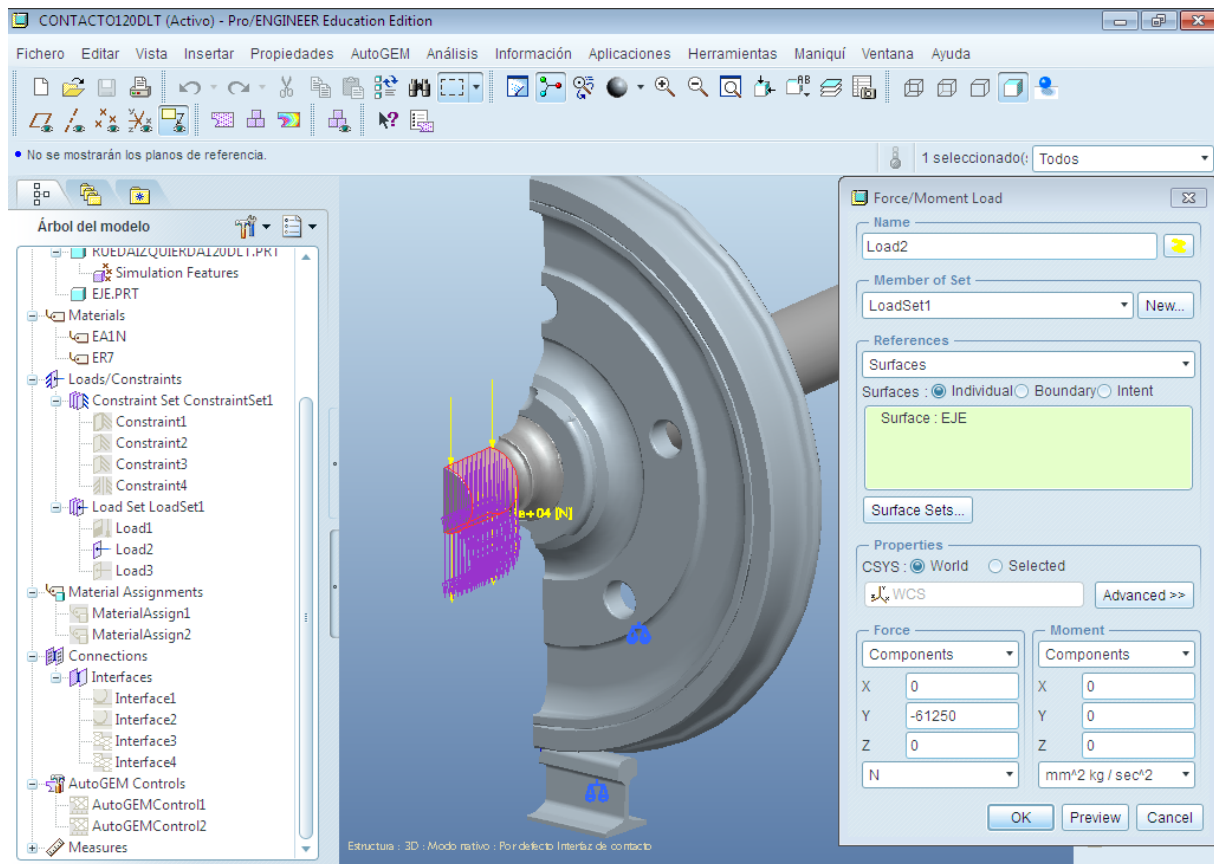


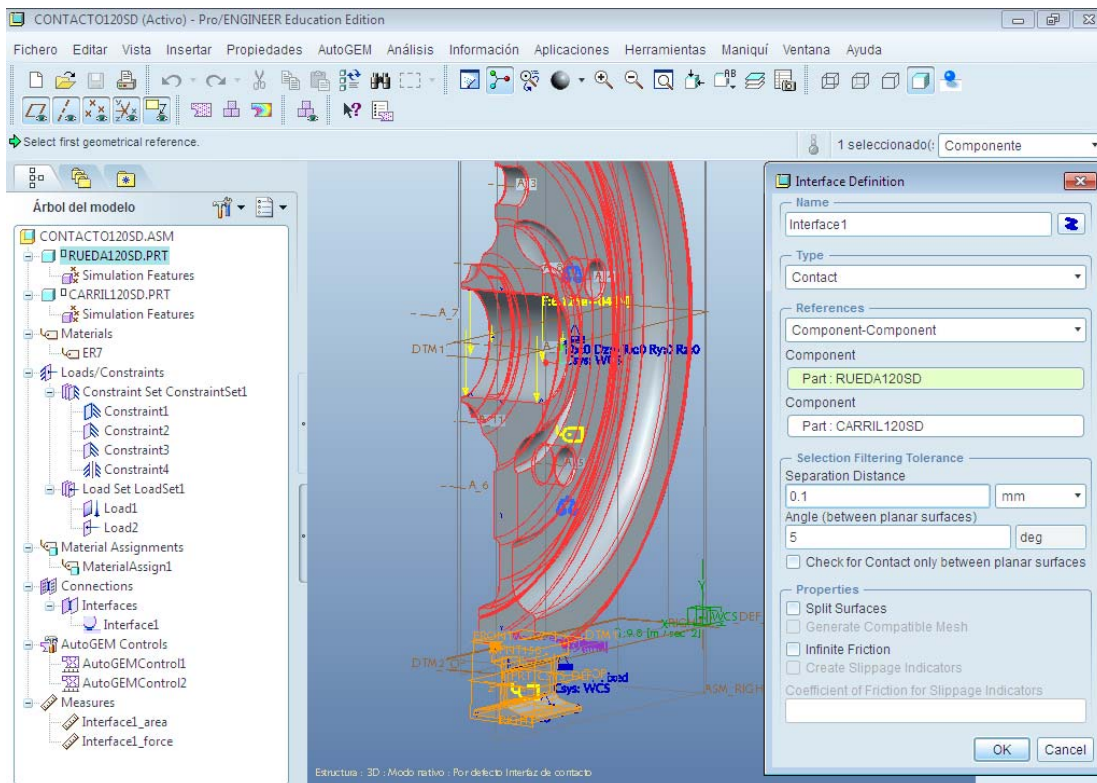
Figura 6.15. Carga aplicada

## 6.9 Conexiones

Para las simulaciones en las que no se utilice el eje sólo tendremos las conexiones entre las ruedas y los carriles, y para las simulaciones en las que sí se utilice se tendrán dos conexiones, las conexiones entre las ruedas y los carriles y las conexiones entre las ruedas y el eje.

Para definir la conexión entre la rueda y el carril, como se observa en el cuadro de dialogo de la figura 6.16, se debe de introducir *Contact* en el tipo de conexión y *Component-Component* en las referencias y seleccionar la rueda y el carril. Par los

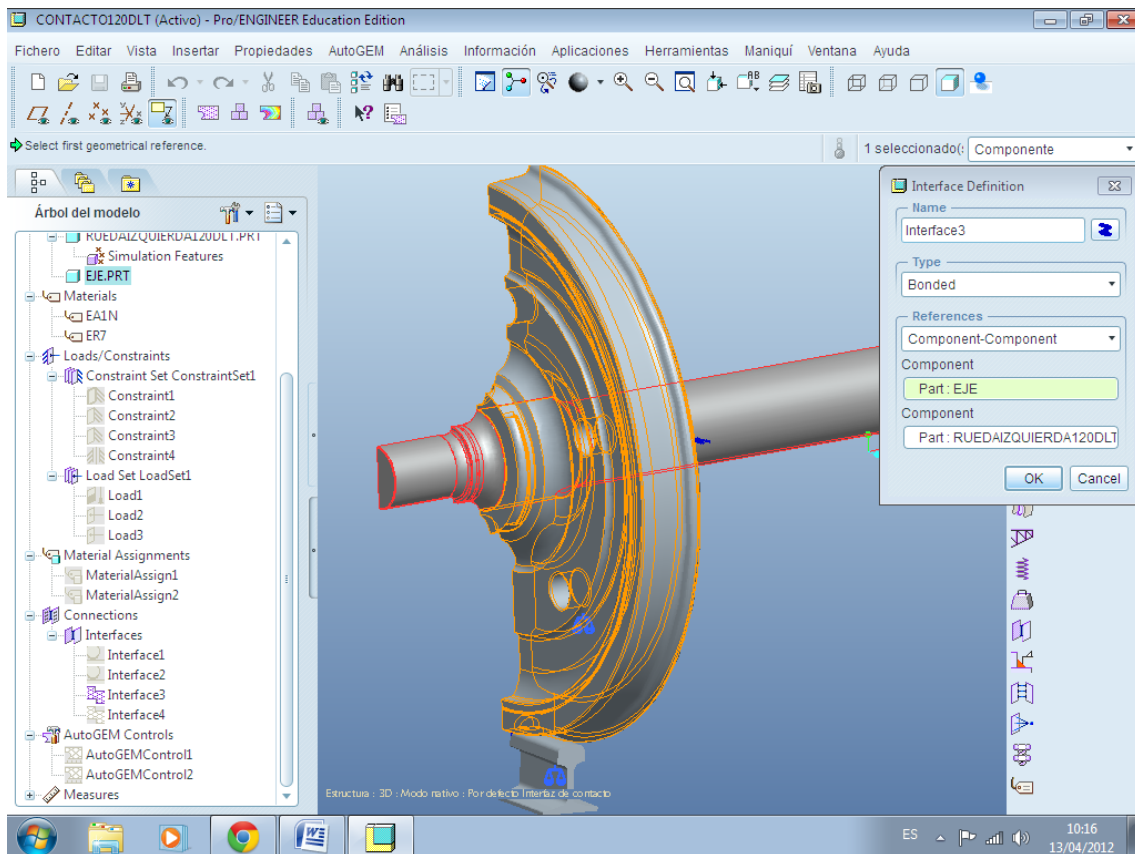
valores de la Selección de la Tolerancia de Filtrado, cuyo objetivo es distinguir las superficies en contacto, se elegirá para la distancia de separación 0,1 mm y el ángulo entre superficies planas de 5 grados que viene por defecto. Las casillas pertenecientes a las propiedades del contacto se dejarán en blanco ya que no queremos que el contacto tenga fricción y que no nos separe las superficies ya que si no, tendríamos que elegir la casilla de generar una malla compatible para las superficies en contacto.



**Figura 6.16. Conexión del contacto rueda-carril**

La conexión entre las ruedas y el eje será de tipo *Bonded*, es decir, unido, como se aprecia en la figura 6.17.





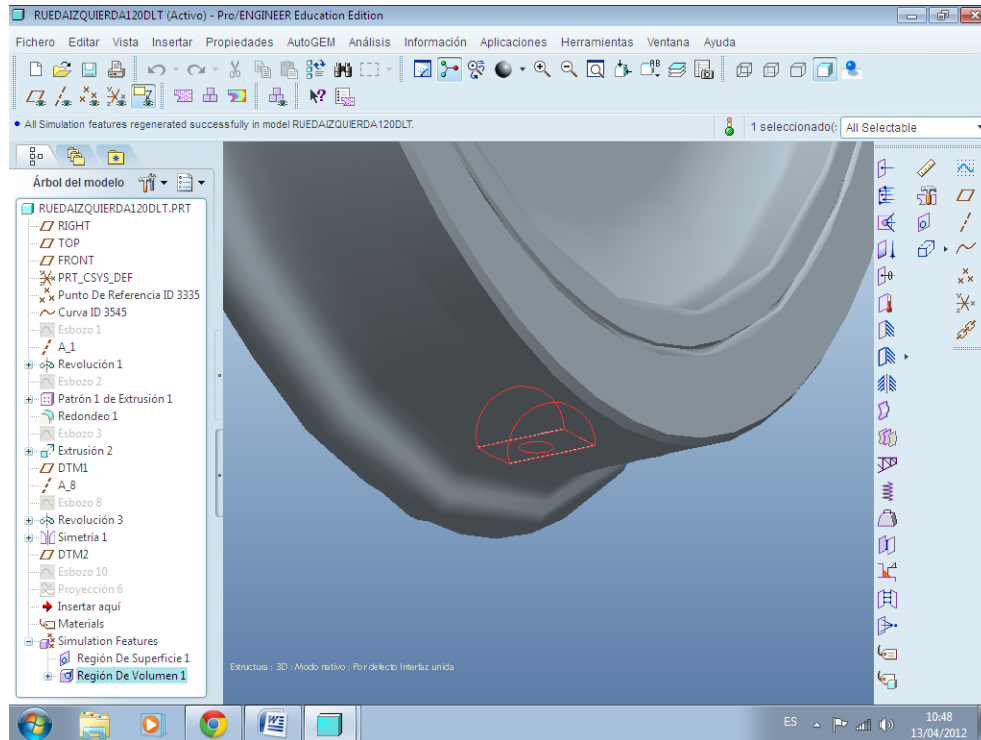
*Figura 6.17. Conexión entre rueda-eje*

## 6.10 Controles del AutoGEM y mallado

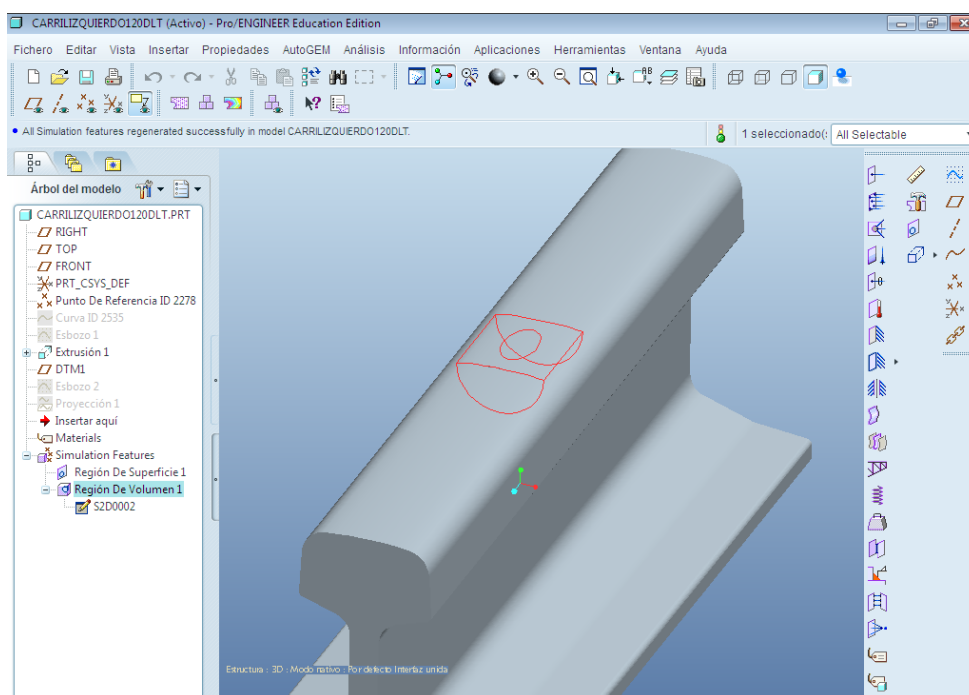
Para el análisis de contactos existe una función denominada “Refinamiento de la Malla Localizada”, que permite que sea el propio programa el que vaya refinando la malla en función del contacto. Para modelos pequeños es ventajoso ya que no es necesario refinar la malla manualmente, pero para modelos grandes como es este caso no es práctico ya que el tiempo de cálculo cuando se elige esta función se prolonga mucho más ya que cuando se alcanza una solución se vuelve a refinar el modelo y se realiza un nuevo cálculo, así tantas veces como sea necesario hasta que los resultados converjan. Por ello se va a optar por refinar la malla manualmente.

Para refinar la malla manualmente, lo primero es crear tanto en la rueda como en el carril regiones de superficie y regiones de volumen. Una vez se tiene el modelo montado con el desplazamiento deseado se puede observar qué zona de la rueda está en contacto con el carril. Sabiendo donde está situada esta zona se creará una región de

superficie elíptica lo suficientemente grande para que contenga el área que se generará durante el contacto y también una región de volumen como se observa en la figura 6.18 y figura 6.19.

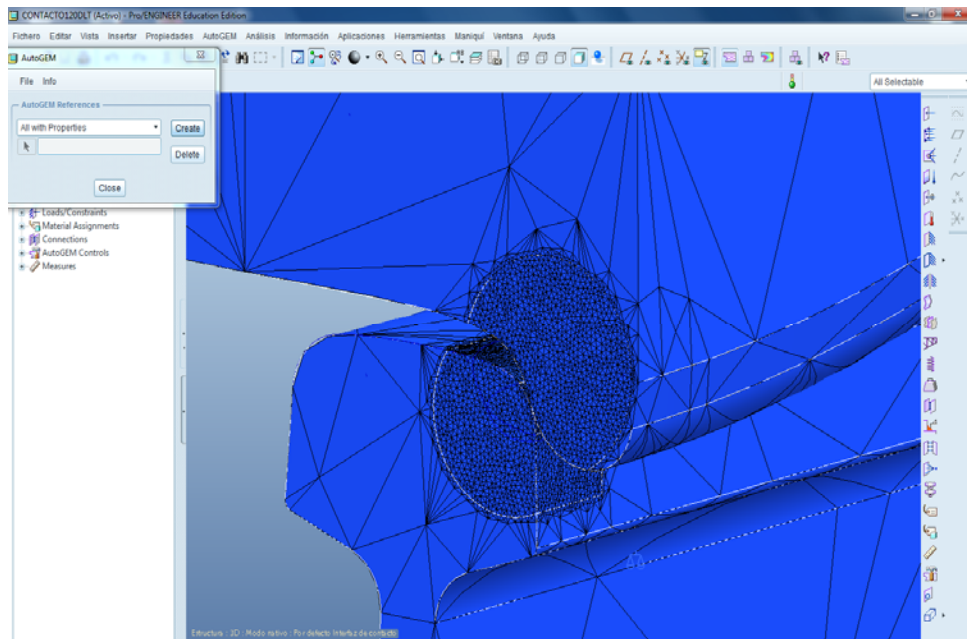


**Figura 6.18. Región superficie y de volumen la rueda**



**Figura 6.19. Región superficie y de volumen en el carril**

Una vez se tienen las regiones de superficie y volumen, mediante la herramienta AutoGEM se especificará para las regiones de superficie un tamaño máximo de los elementos de 0,5 mm y para las regiones de volumen un tamaño de 1,5 mm. Pro/ENGINEER se encargará de mallar el resto de las piezas automáticamente.



*Figura 6.20. Detalle del mallado en la zona de contacto*

# **Capítulo 7**

## **Resultados de las Simulaciones**

## 7.1 Introducción

Los resultados que se describen a continuación para cada desplazamiento del eje montado de los cuatro perfiles distintos son:

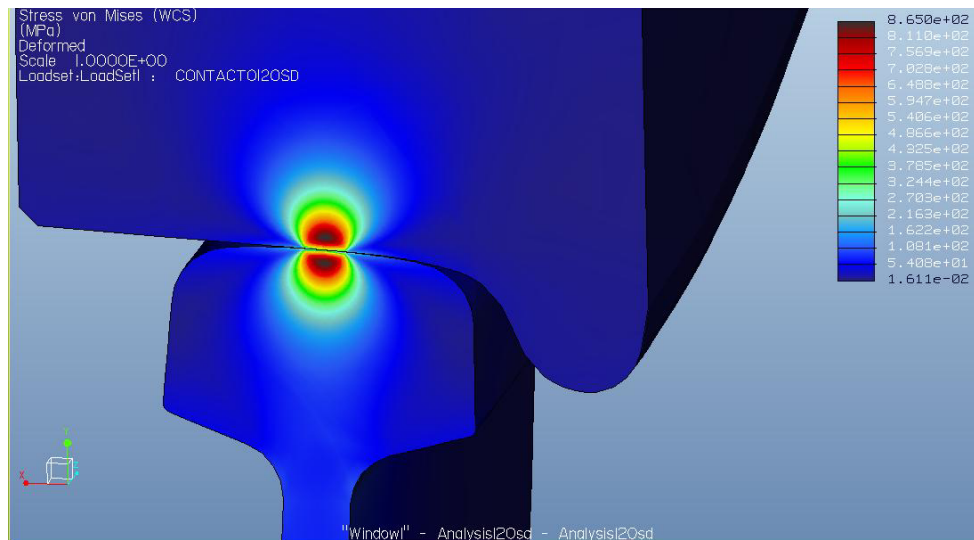
- El campo de tensiones del contacto rueda-carril, acompañado al final con una gráfica comparativa de la evolución de la tensión desde la superficie de la rueda con dirección normal hacia el interior pasando por el punto de máxima tensión.
- La presión de contacto en la rueda pudiéndose observar la huella del contacto así como el campo de presiones y el área de éste, junto con una gráfica que presenta la evolución de la presión a lo largo de uno de los semiejes de la elipse de contacto. Los valores que se darán de área corresponderán al valor total como si se tuviese la rueda entera, no la mitad de ella.
- Tabla comparativa de los valores obtenidos en el informe del post-procesador del análisis de Mecánica.

## 7.2 Sin desplazamiento lateral

### 7.2.1 Tensión de Von Misses

#### - Perfil 120

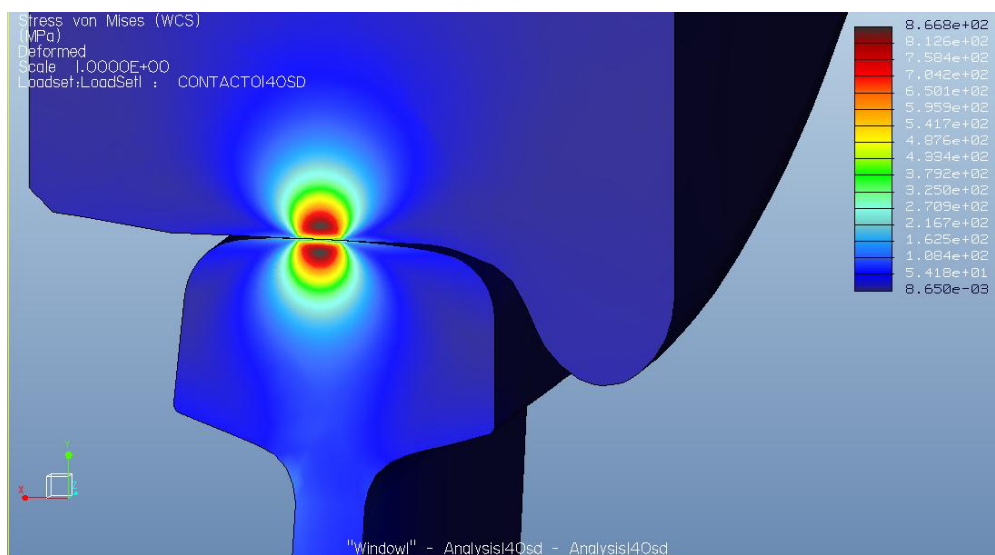
La tensión máxima para el perfil 120 es 865 MPa (figura 7.1).



**Figura 7.1. Tensión VM perfil 120 sin desplazamiento lateral**

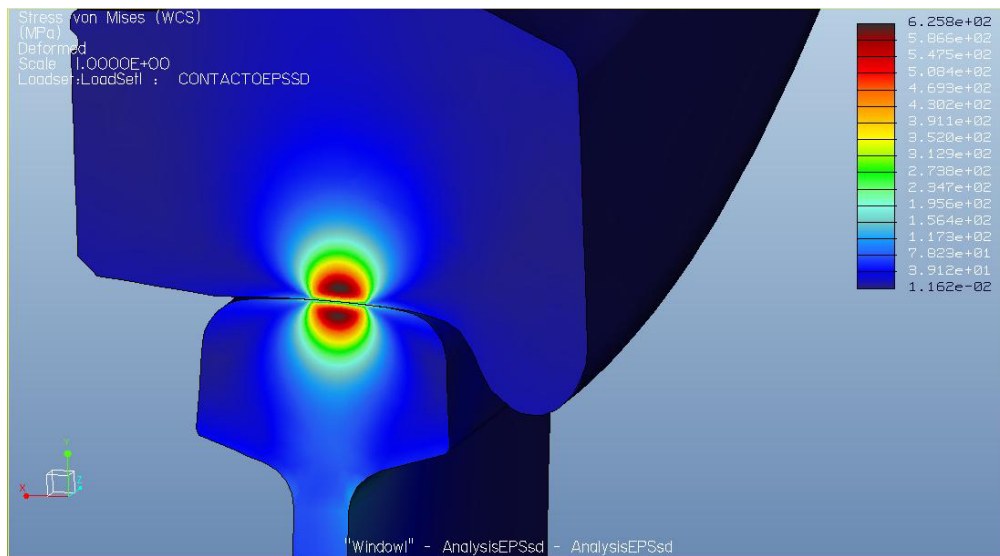
#### **- Perfil 140**

La tensión máxima para el perfil 140 es 866,8 MPa (figura7.2).



**Figura 7.2. Tensión VM perfil 140 sin desplazamiento lateral**

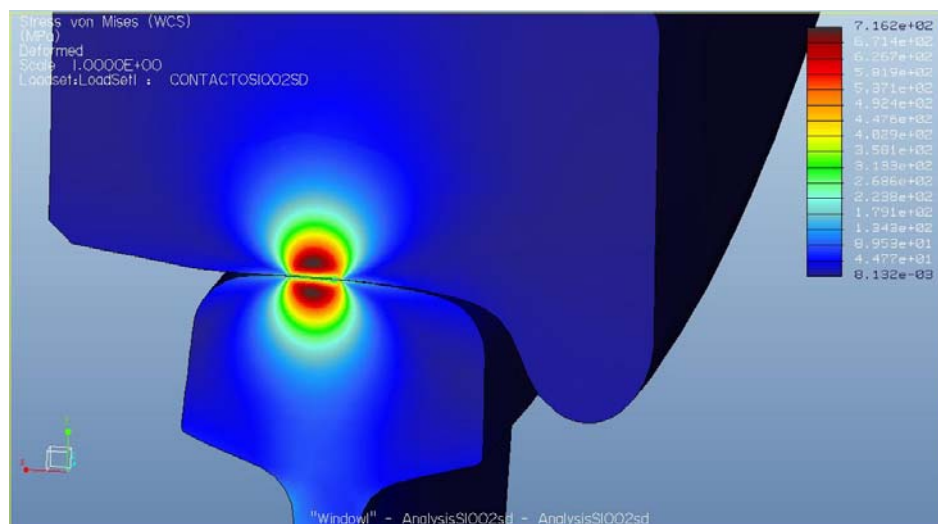
## - Perfil EPS



**Figura 7.3. Tensión VM perfil EPS sin desplazamiento lateral**

La tensión máxima para el perfil EPS es 625,8 MPa (figura7.3).

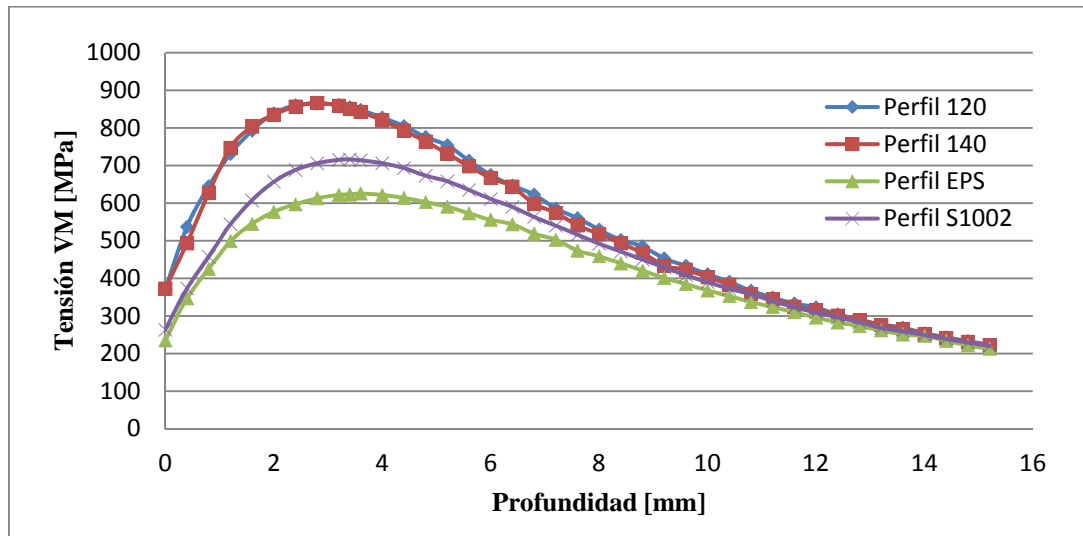
## - Perfil S1002



**Figura 7.4. Tensión VM perfil S1002 sin desplazamiento lateral**

La tensión máxima para el perfil S1002 es 716,2 MPa (figura7.4).

### - Evolución de la tensión en el interior de la rueda



*Figura 7.5. Evolución Tensión VM sin desplazamiento lateral*

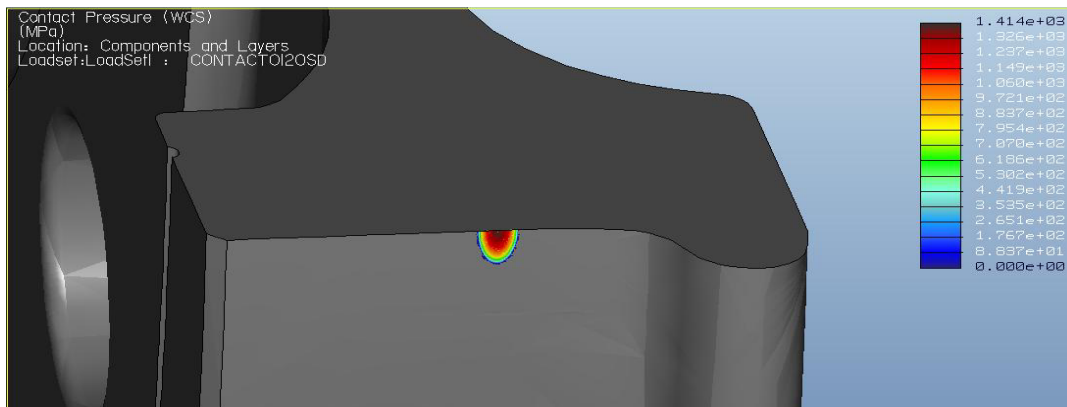
Para esta posición del eje montado, se puede apreciar en la figura 7.5 que la evolución de la tensión para los perfiles 120 y 140 es casi idéntica, alcanzando la máxima tensión de 865 y 866,8 MPa respectivamente a una profundidad de la rueda de 2,8 mm. El perfil S1002 alcanza su valor máximo de 716 MPa a 3,4 mm del interior de la rueda. Para este desplazamiento el perfil que menor tensión genera es el EPS, alcanzando el máximo de 625,8 MPa a 3,2 mm del interior de la rueda.

## 7.2.2 Presión de contacto

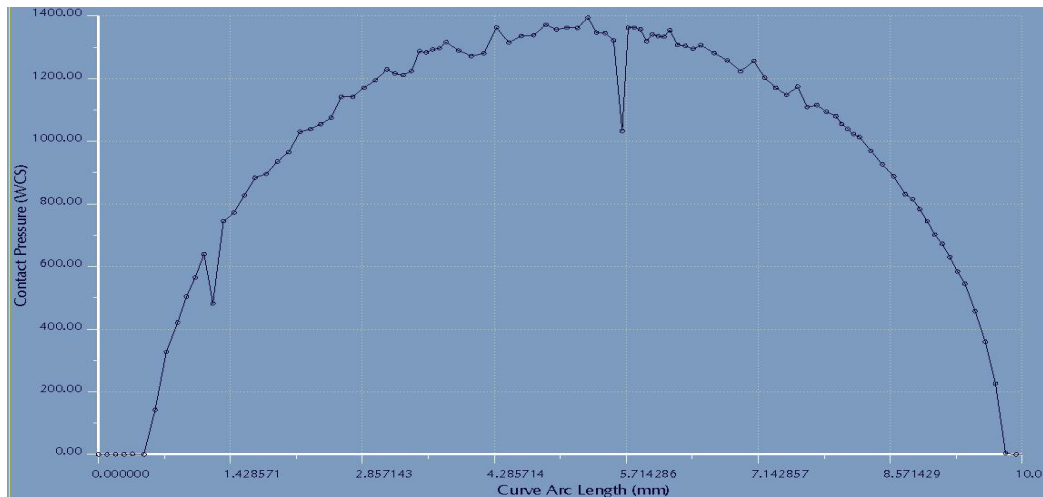
### - Perfil 120

La presión máxima para el perfil 120 es de 1,41 GPa abarcando un área la huella de contacto de  $1,42 \text{ cm}^2$ , valor que proporciona el propio programa (figura 7.6).





**Figura 7.6. Presión de contacto perfil 120 sin desplazamiento lateral**

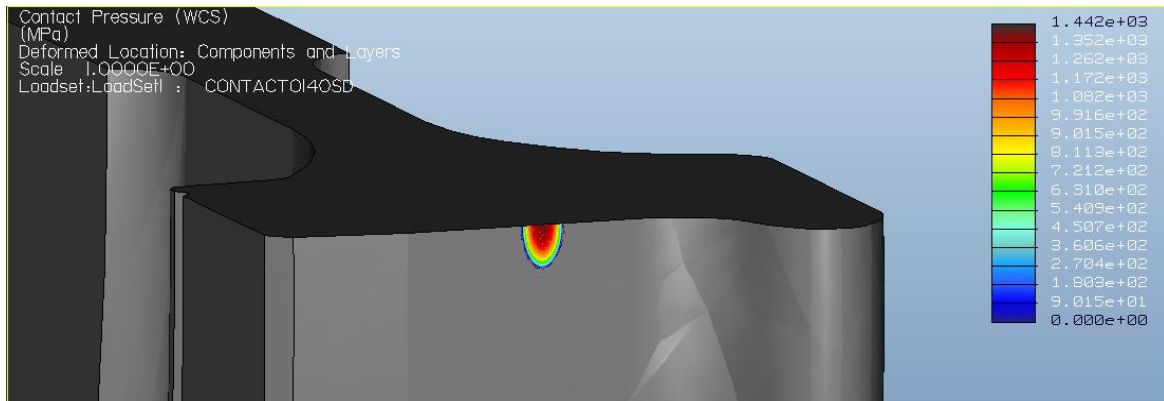


**Figura 7.7. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 sin desplazamiento lateral**

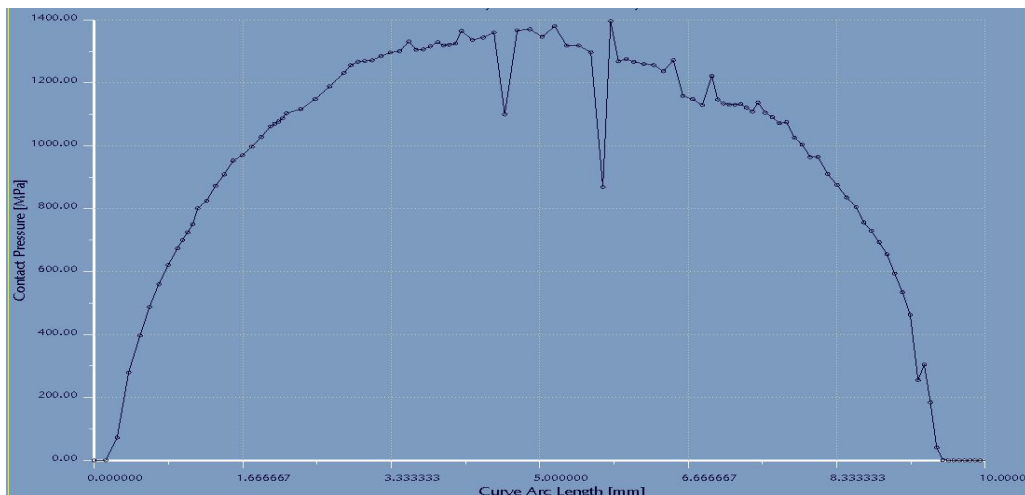
En la figura 7.7 se observa cómo varía la presión en el contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto, teniendo ésta una longitud aproximada de 9,5 mm.

#### **- Perfil 140**

La presión máxima para el perfil 140 es de 1,44 GPa abarcando la huella de contacto un área de 1,42 cm<sup>2</sup> (figura 7.8). Estos valores son similares a los del perfil 120.



**Figura 7.8. Presión de contacto perfil 140 sin desplazamiento lateral**

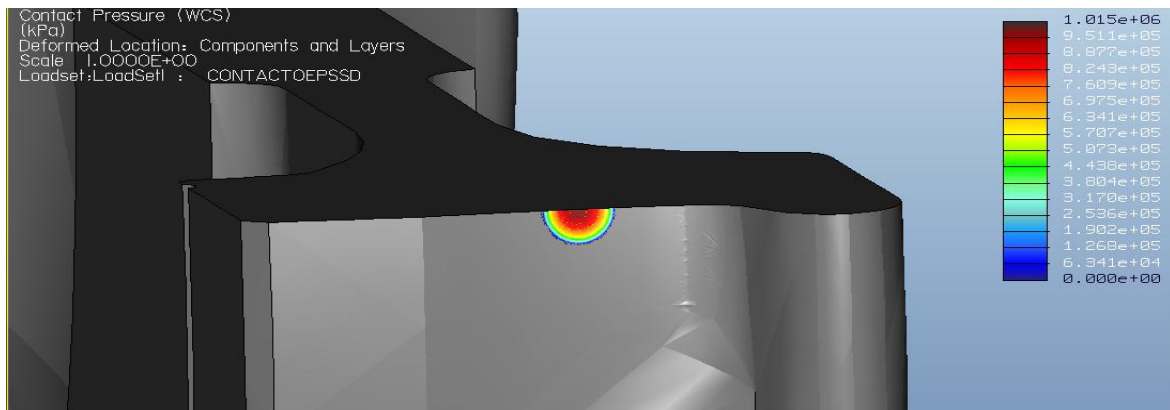


**Figura 7.9. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 sin desplazamiento lateral**

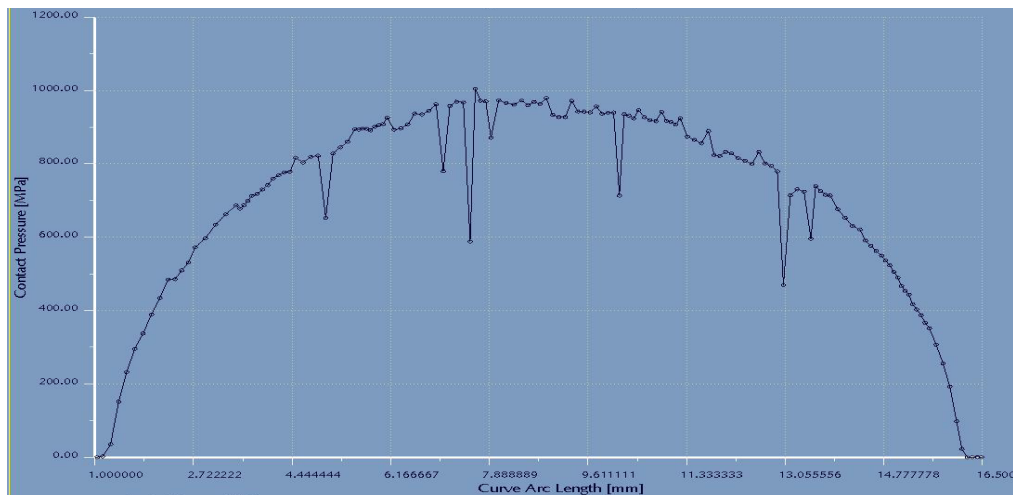
La longitud del semieje de la elipse del área de contacto es aproximada de 9,5 mm (figura 7.9).

### **- Perfil EPS**

La presión máxima para el perfil EPS es de 1,01 GPa abarcando la huella de contacto un área de 2,01 cm<sup>2</sup> (figura 7.10). Se puede observar que la huella que se produce se asemeja más a un círculo que a una elipse.



**Figura 7.10. Presión de contacto perfil EPS sin desplazamiento lateral**



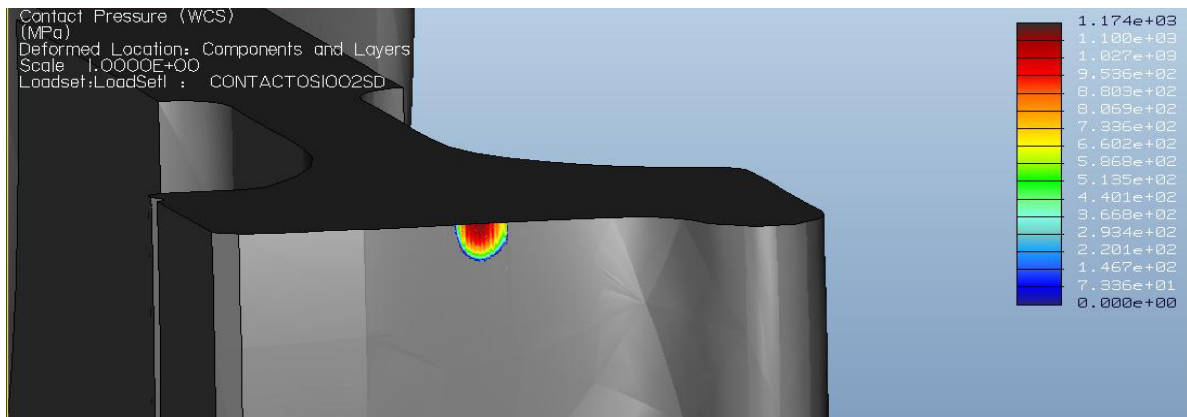
**Figura 7.11. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS sin desplazamiento lateral**

La longitud del semieje de la elipse del área de contacto es aproximadamente de 15 mm (figura 7.11).

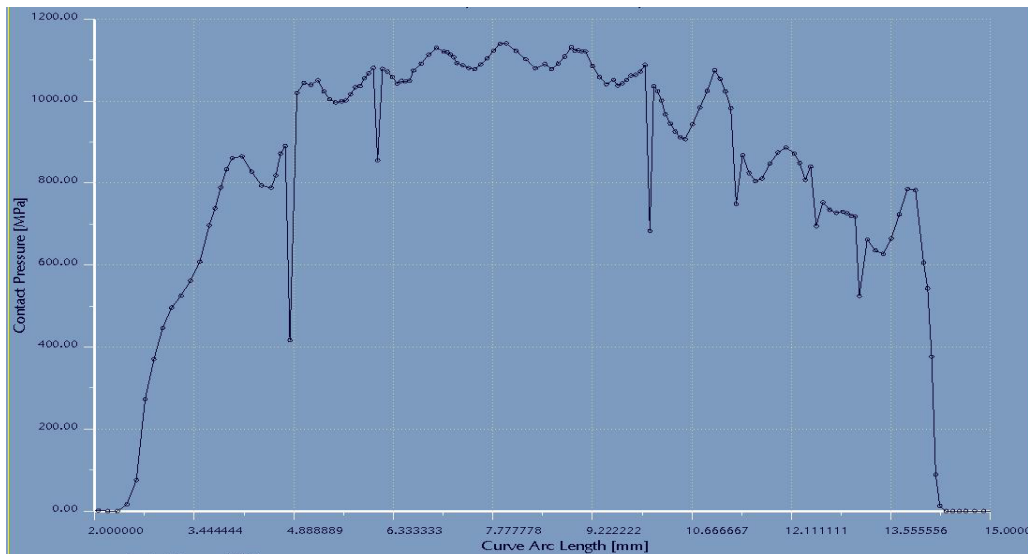
### **- Perfil S1002**

La presión máxima para el perfil S1002 es de 1,17 GPa abarcando la huella de contacto un área de 1.72 cm<sup>2</sup> (figura 7.12). Se puede observar en la figura 7.12 como la distribución de la presión en el área de contacto no es del todo uniforme como en los tres perfiles anteriores. Este comportamiento se observará en casi todas las posiciones del eje montado para este perfil. La única razón a la que puede deberse este fenómeno

es la forma del perfil. El perfil se ha verificado asegurando que los puntos que vienen definidos en la norma para su creación se hayan introducido correctamente, siendo éste el caso.



**Figura 7.12. Presión de contacto perfil S1002 sin desplazamiento lateral**



**Figura 7.13. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 sin desplazamiento lateral**

En la figura 7.13 se puede apreciar mejor el fenómeno antes descrito, de cómo la presión no es uniforme en el contacto. La longitud del semieje de la elipse del área de contacto para este caso es de aproximadamente 14 mm.

## 7.2.3 Comparación de las medidas de contacto

*Tabla 7.1. Medidas de contacto sin desplazamiento lateral*

Perfil	Área de contacto [cm <sup>2</sup> ]	Máxima presión de contacto [GPa]	Máxima tensión [MPa]	Fuerza de contacto [KN]
<b>120</b>	1,424	1,41	865	64,78
<b>140</b>	1,420	1,44	866,8	64,71
<b>EPS</b>	2,01	1,01	625,8	64,84
<b>S1002</b>	1,72	1,17	716,2	64,7

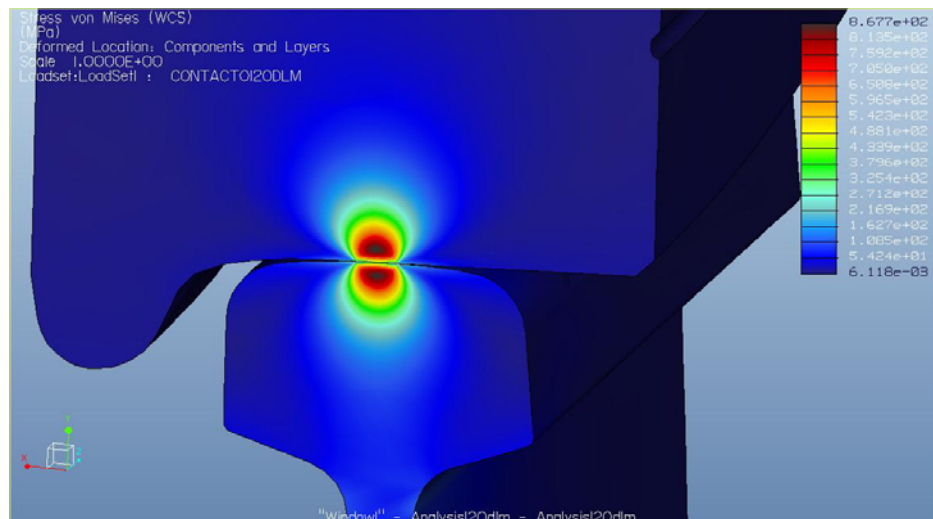
Observando los valores de la tabla 7.1, el perfil EPS es el que menor tensión máxima genera, así como presión de contacto máxima con una mayor área de contacto. Para este caso en el que no hay desplazamiento lateral, el perfil 120 no es el más adecuado, obteniéndose para el perfil 140 resultados casi idénticos. Para los cuatro perfiles la fuerza en la interfaz de contacto es de aproximadamente 65 KN.

## 7.3 Desplazamiento lateral +5 mm

### 7.3.1 Tensión de Von Misses

#### - Perfil 120

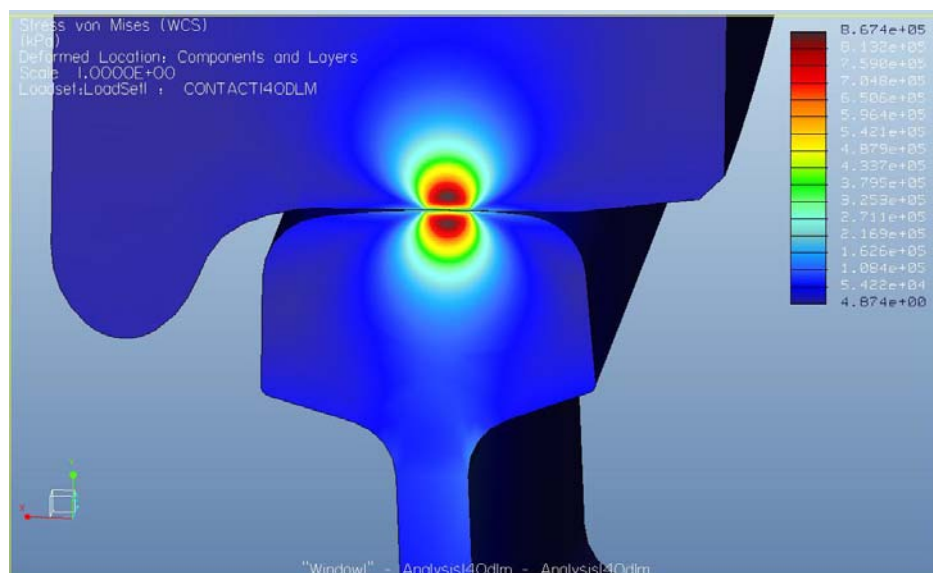
Como se aprecia en la figura 7.14, la tensión máxima es 867 MPa.



**Figura 7.14. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral +5**

#### **- Perfil 140**

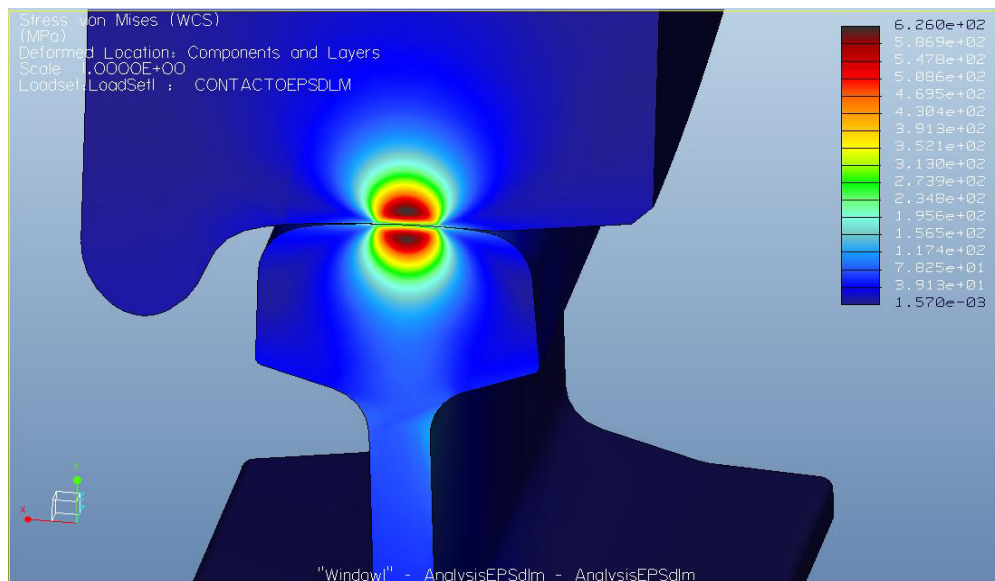
Como se aprecia en la figura 7.15, la tensión máxima es 867 MPa.



**Figura 7.15. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral +5**

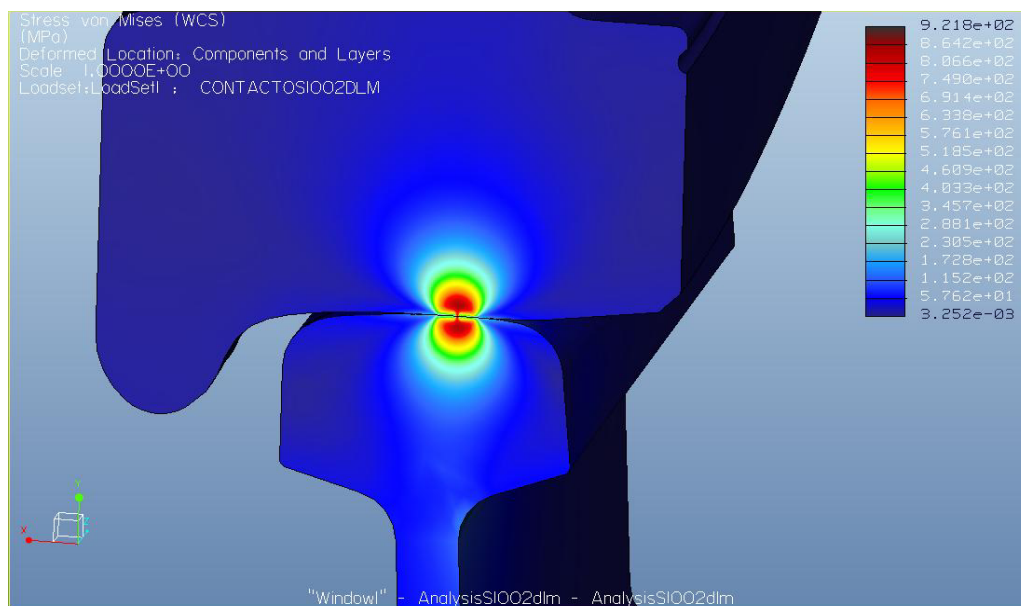
#### **- Perfil EPS**

Como se aprecia en la figura 7.16, la tensión máxima es 626 MPa.



**Figura 7.16. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral +5**

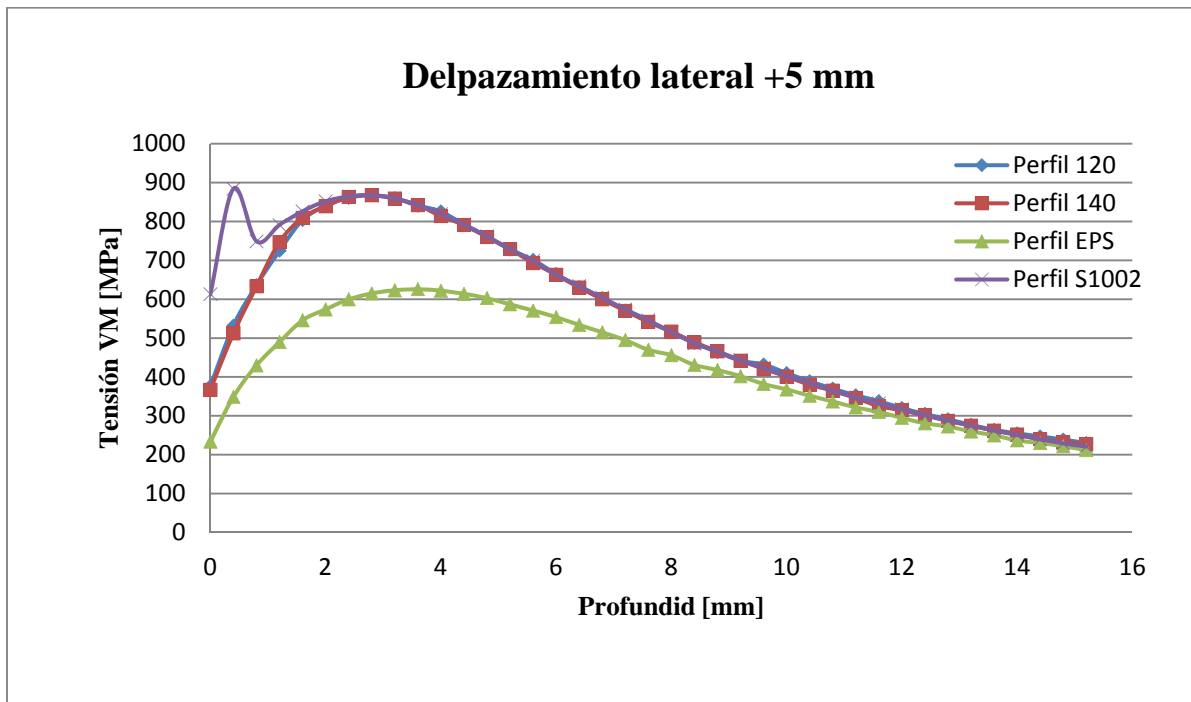
#### **- Perfil S1002**



**Figura 7.17. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral +5**

La tensión máxima en la leyenda es de 921 MPa (figura 7.14), siendo este valor en un punto del carril. El máximo valor que se alcanza en la rueda es de 884 MPa.

### - Evolución de la tensión en el interior de la rueda



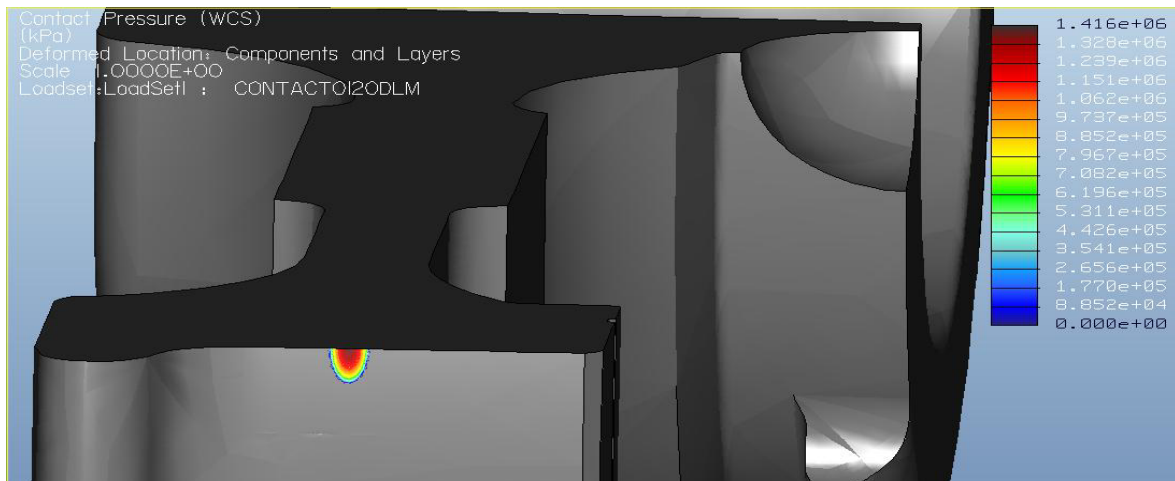
*Figura 7.18. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral +5*

Para esta posición del eje montado se puede apreciar en la figura 7.18 que la evolución de la tensión para los perfiles 120 y 140 sigue siendo idéntica, alcanzando la máxima tensión de 847 MPa para ambos perfiles a una profundidad de la rueda de 2,8 mm. El perfil S1002 alcanza su valor máximo de 884 MPa a 0,4 mm del interior de la rueda reduciéndose después la tensión para volver a incrementarse hasta alcanzar un valor de 867 MPa a 2,8 mm del interior, ajustándose la evolución a los perfiles 120 y 140. El valor máximo para el perfil S1002 se debe a la forma del contacto, como se observará en la figura 7.25. Como sucedía en el anterior caso para este desplazamiento, el perfil que menor tensión genera, también es el EPS, alcanzándose un valor máximo de 626 MPa a 3,6 mm del interior de la rueda.

### 7.3.2 Presión de contacto

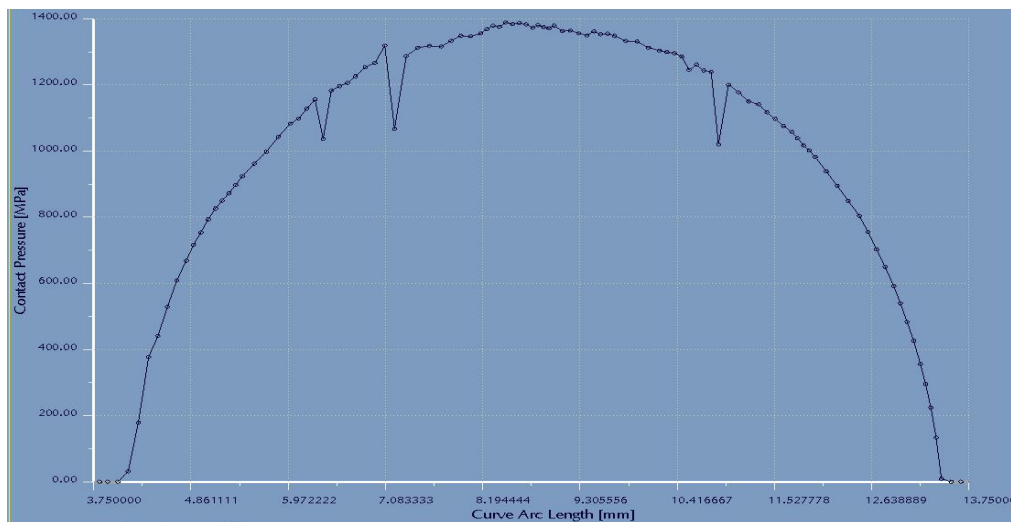
#### - Perfil 120





**Figura 7.19. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral +5**

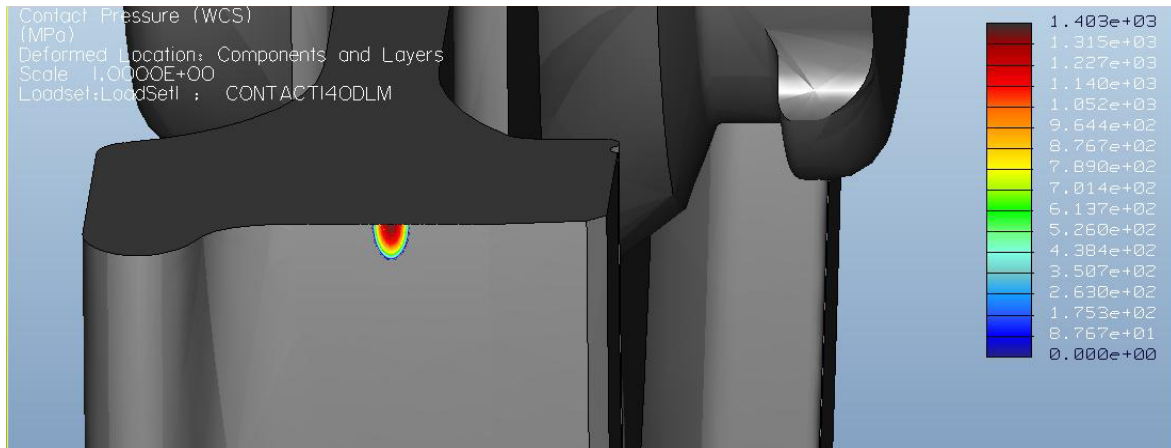
La presión máxima para el perfil 120 es de 1,41 GPa abarcando la huella de contacto un área de 1,42 cm<sup>2</sup> (figura 7.19).



**Figura 7.20. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral +5**

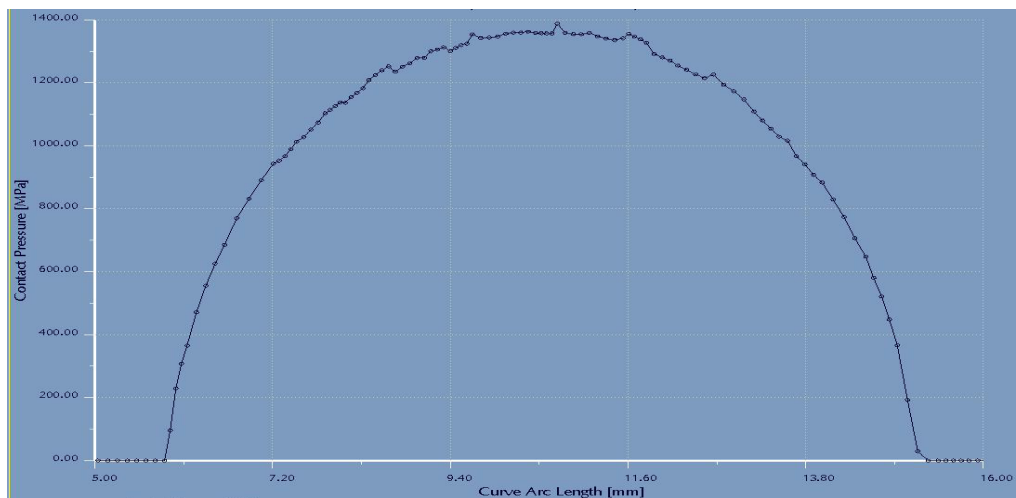
La longitud del semieje de la elipse del área de contacto es de aproximadamente 9,5 mm (figura 7.20).

## - Perfil 140



**Figura 7.21. Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral +5**

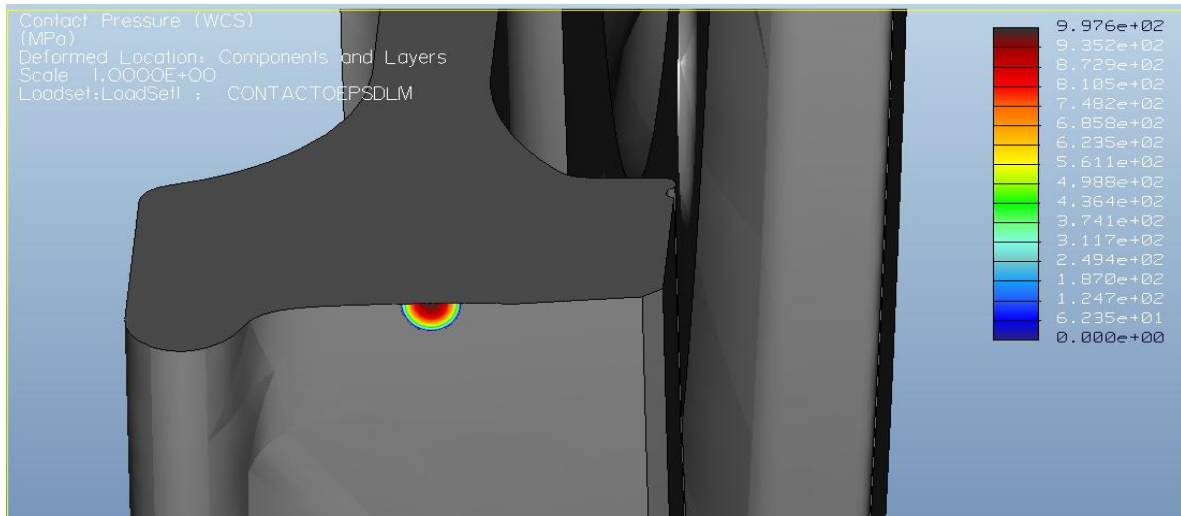
La presión máxima para el perfil 120 es de 1,4 GPa, abarcando la huella de contacto un área de 1,42 cm<sup>2</sup> (figura 7.21).



**Figura 7.22. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral +5**

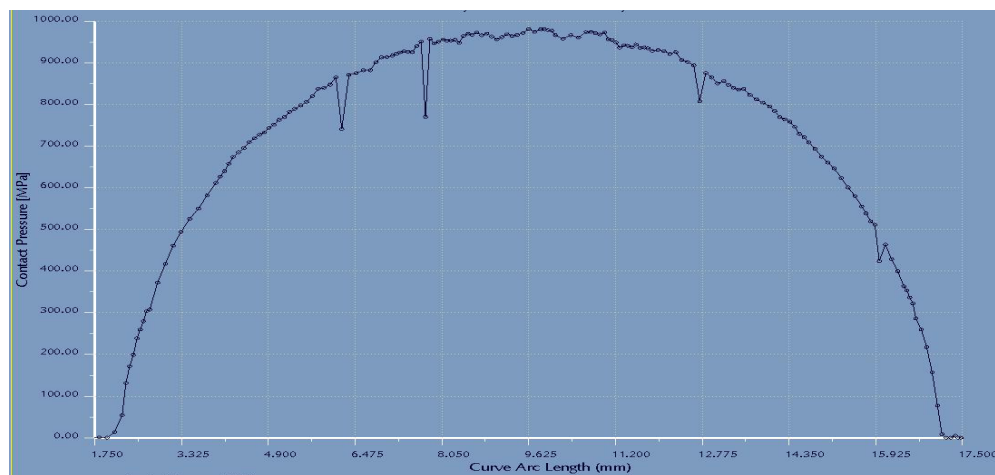
La longitud del semieje de la elipse del área de contacto es de aproximadamente 9 mm (figura 7.22).

## - Perfil EPS



**Figura 7.23. Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral +5**

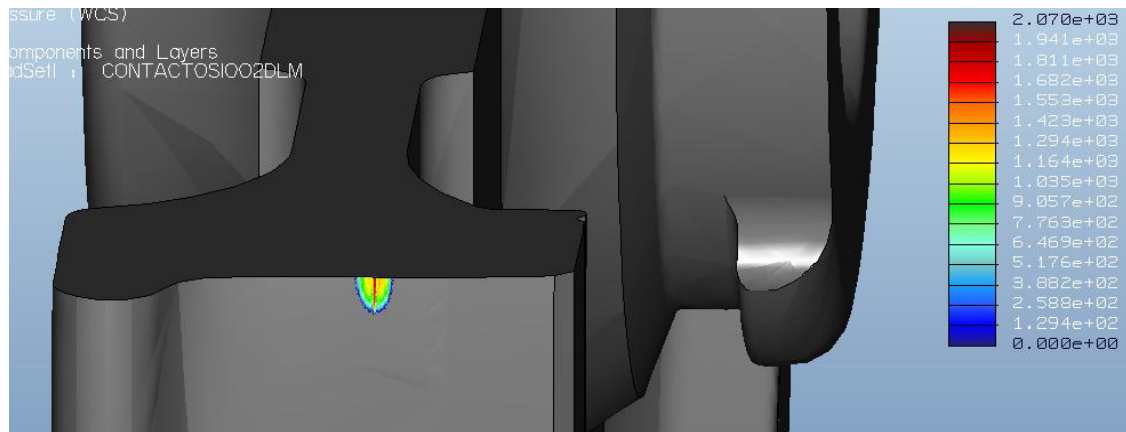
La presión máxima para el perfil EPS es de 0,99 GPa, abarcando la huella de contacto un área de 2 cm<sup>2</sup> (figura 7.23). La huella que se produce, como sucede en el caso anterior, se asemeja a un círculo.



**Figura 7.24. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral +5**

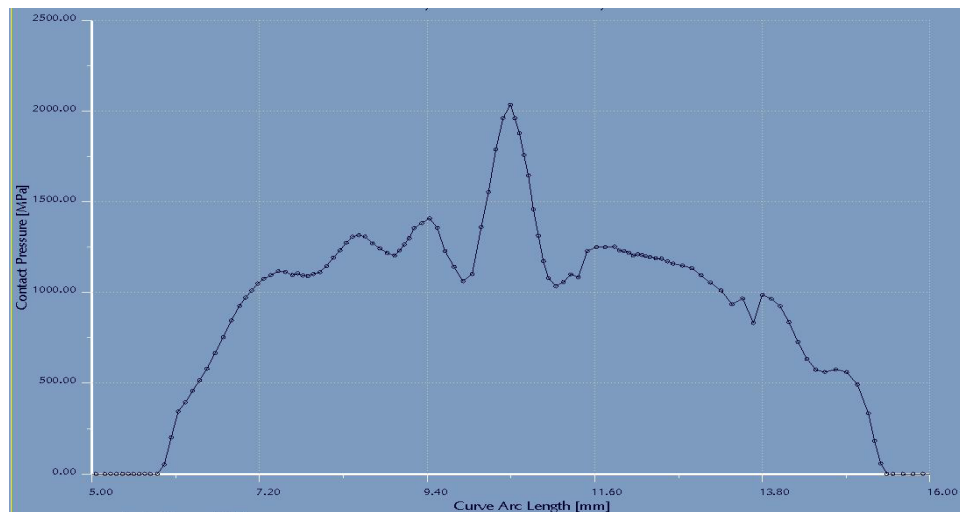
La longitud del semieje de la elipse del área de contacto es de aproximadamente 15 mm (figura 7.24).

## - Perfil S1002



**Figura 7.25. Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral +5**

La presión máxima para el perfil S1002 es de 2,07 GPa, abarcando la huella de contacto un área de  $1.42 \text{ cm}^2$  (figura 7.25). Como se puede observar, la distribución de la presión en el área de contacto no es uniforme, produciéndose una pequeña franja donde se manifiestan mayores presiones. En la figura 7.26 se puede observar mejor este fenómeno.



**Figura 7.26. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral +5**

La longitud del semieje de la elipse del área de contacto es aproximadamente de 9,7 mm (figura 7.26).

### 7.3.3 Comparación de las medidas de contacto

Perfil	Área de contacto [cm <sup>2</sup> ]	Máxima presión de contacto [GPa]	Máxima tensión [MPa]	Fuerza de contacto [KN]
120	1,42	1,41	867	64,78
140	1,42	1,4	867	64,71
EPS	2	1	626	64,34
S1002	1,42	2,07	884	64,7

*Tabla 7.2. Medidas de contacto con desplazamiento lateral +5*

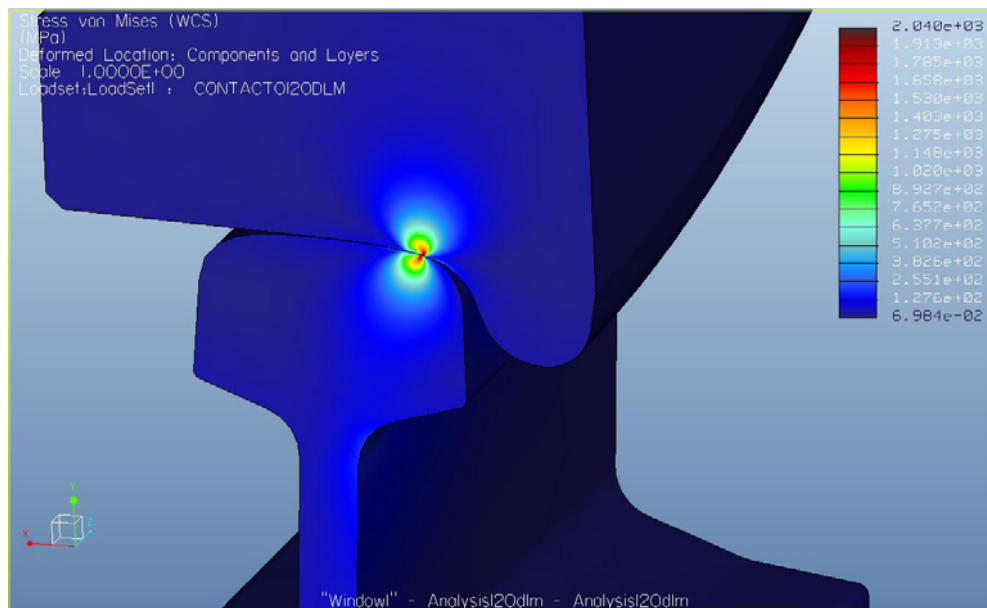
Según los valores de la Tabla 7.2, el perfil EPS para este caso sigue siendo el que tiene menor tensión y presión máxima con una mayor área de contacto. Los valores para el perfil 120 son prácticamente idénticos al perfil 140, como sucede en el caso anterior. En el perfil S1002, salvo por la máxima tensión que se produce muy cerca de la superficie de la rueda, el resto de la evolución de la tensión se asemeja a los perfiles 120 y 140. Para los cuatro perfiles la fuerza en la interfaz de contacto es de aproximadamente 65 KN.

## 7.4 Desplazamiento lateral -5 mm

### 7.4.1 Tensión de Von Misses

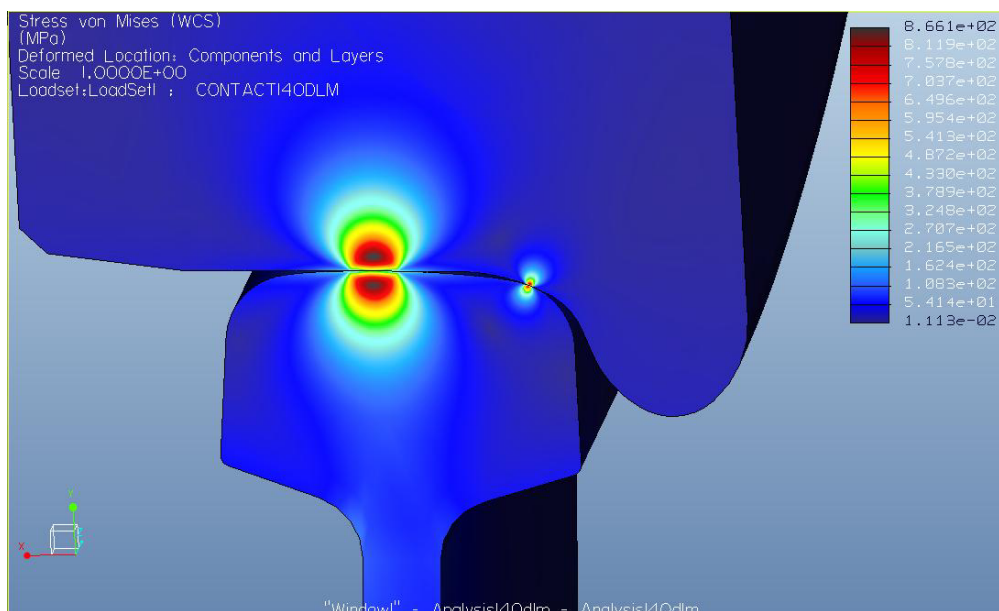
#### - Perfil 120

Como se aprecia en la figura 7.27., la tensión máxima es 2.040 MPa.



**Figura 7.27. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral -5**

#### **- Perfil 140**

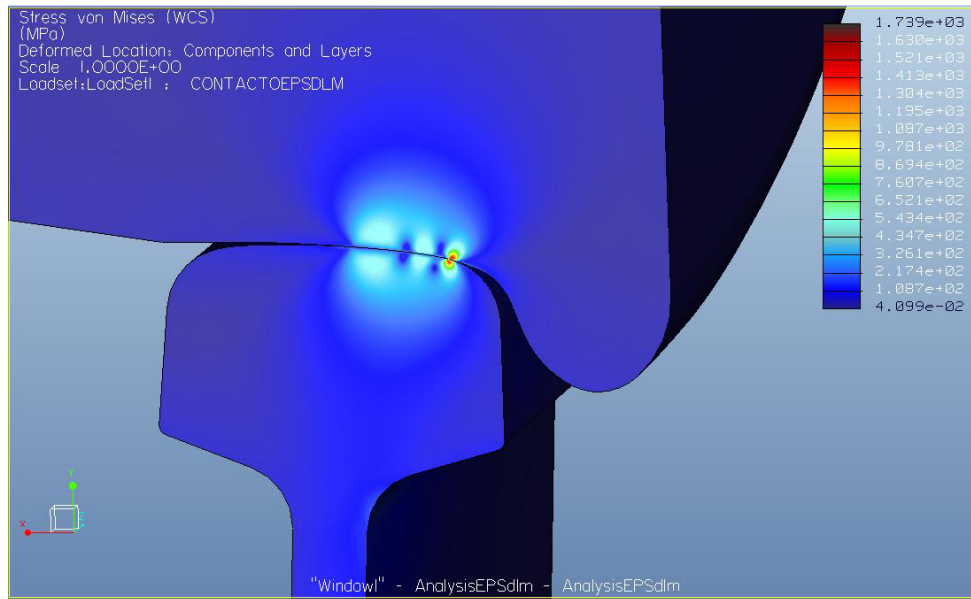


**Figura 7.28. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral -5**

En la figura 7.28 se observa cómo se producen dos puntos de contacto, un contacto en la banda de rodadura y otro en la zona de transición entre la pestaña y la banda de

rodadura. La tensión máxima se produce en el punto de contacto de la banda de rodadura, siendo este valor de 866 MPa.

#### - Perfil EPS

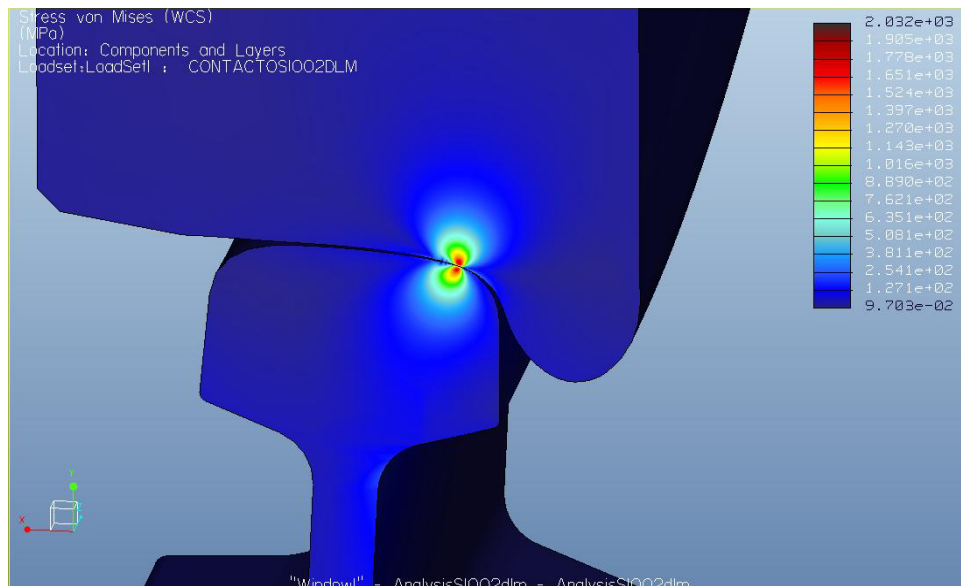


**Figura 7.29. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral -5**

Al igual que el perfil 140, se producen dos puntos de contacto. Aunque en la figura 7.29 parezca que son tres puntos, en la figura 7.36 se puede apreciar mejor que son dos viendo la huella del contacto. La tensión máxima se produce en el punto de contacto más cercano a la zona de transición entre la pestaña y la banda de rodadura, siendo este valor de 1.739 MPa.

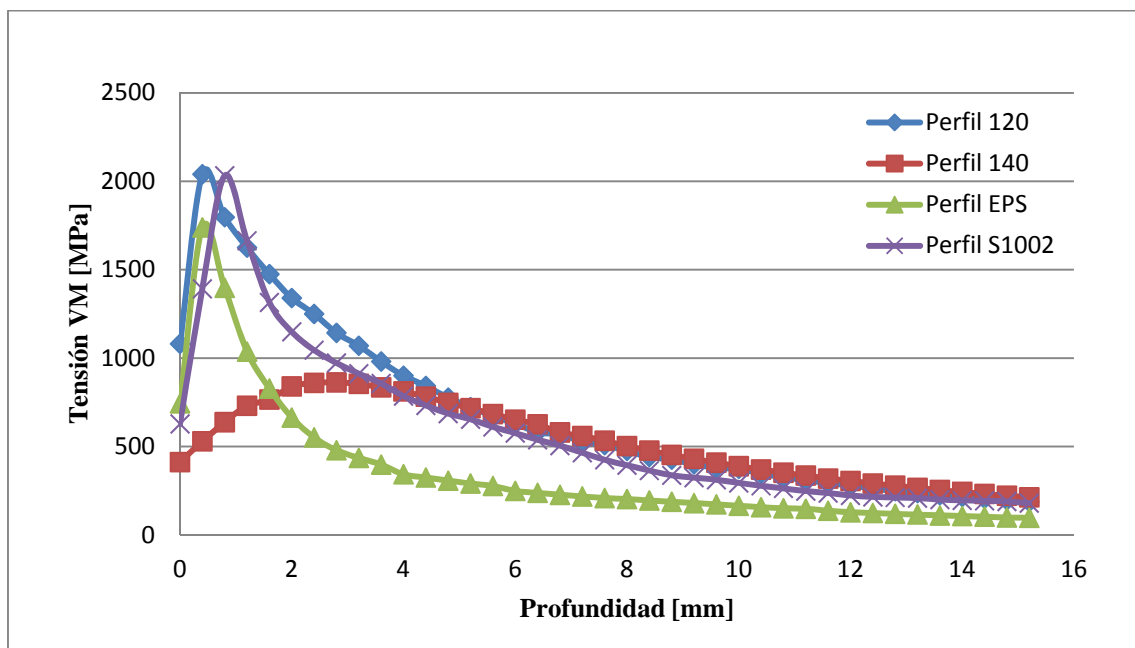
#### - Perfil S1002

Solamente tiene un punto de contacto al igual que el perfil 120, siendo el valor de máxima tensión 2.032 MPa.



**Figura 7.30. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral -5**

#### - Evolución de la tensión en el interior de la rueda



**Figura 7.31. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral -5**

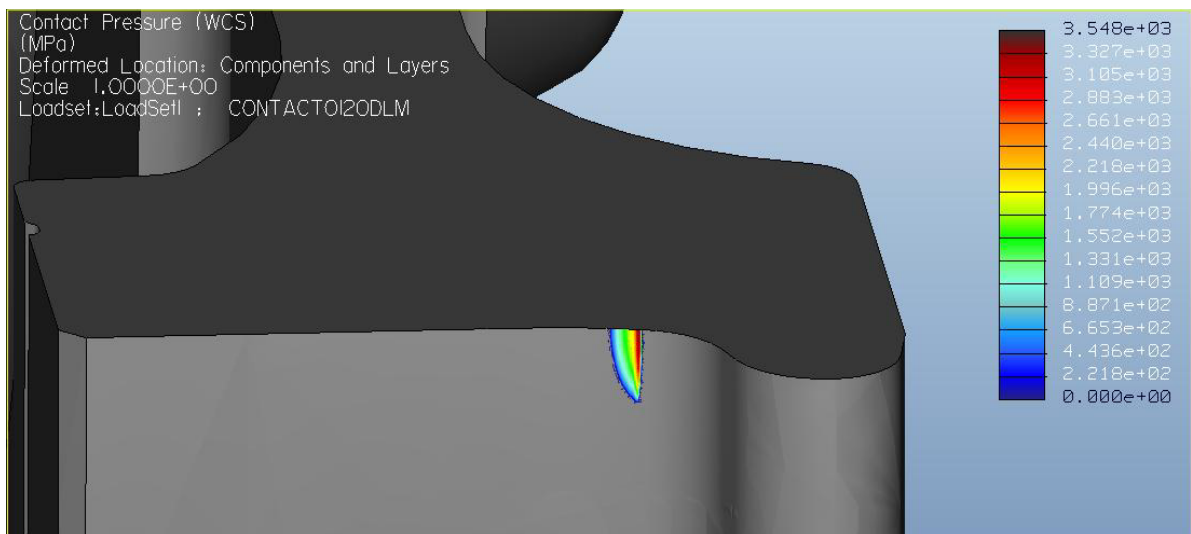
Para este desplazamiento, la tensión máxima para los perfiles 120, EPS y S1002 se producirá muy cerca de la superficie. Para el perfil 120 la tensión máxima de 2.040 MPa se produce a 0,2 mm, misma profundidad que la tensión de 1.739 MPa del perfil EPS. La tensión máxima del perfil S1002 de 2.032 MPa se produce a 0,4 mm de la superficie.



El perfil 140 es el que menor valor de máxima tensión tiene siendo este 866 MPa, produciéndose a una profundidad de 2,8 mm.

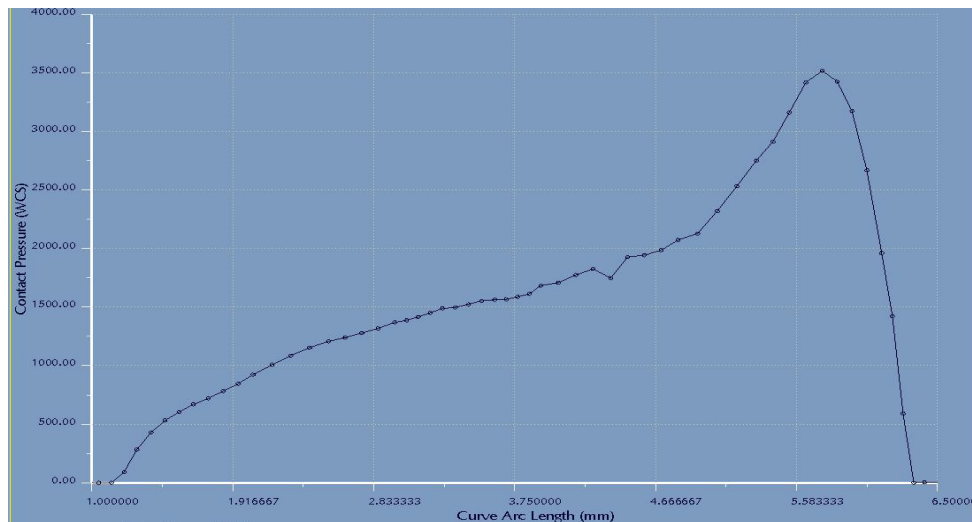
## 7.4.2 Presión de contacto

### - Perfil 120



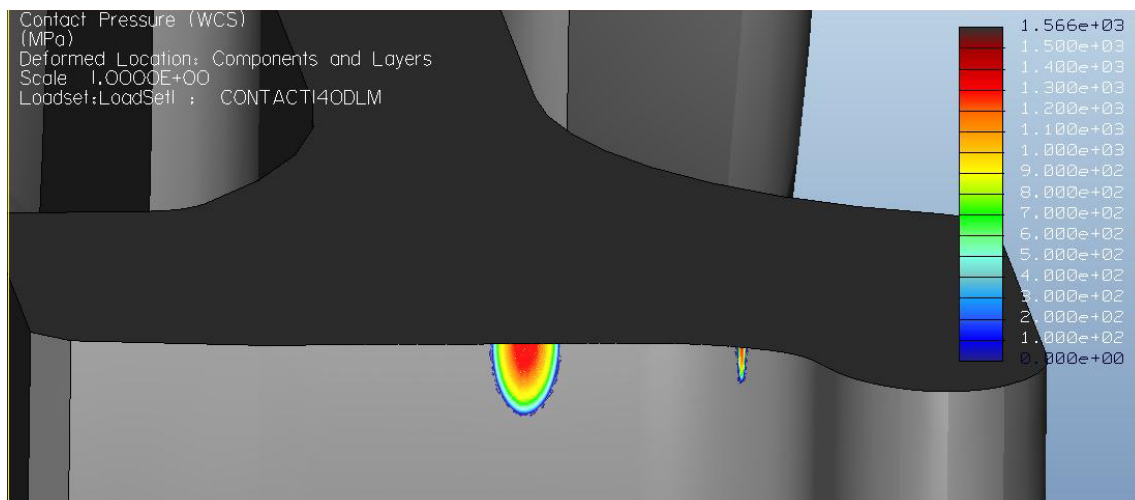
*Figura 7.32. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral -5*

Se puede ver en la figura 7.32 como ya el contacto deja de ser del todo elíptico para adoptar distintas formas. Este tipo de contacto es normal cuando se produce cerca de la zona de transición entre la pestaña y la banda de rodadura o en la misma zona. El valor de tensión máxima es de 3,54 GPa. En la figura 7.33 se puede ver mejor cómo es la distribución de la presión de contacto en este tipo de contacto. La distancia del semieje de esta especie de elipse es de 6 mm aproximadamente.



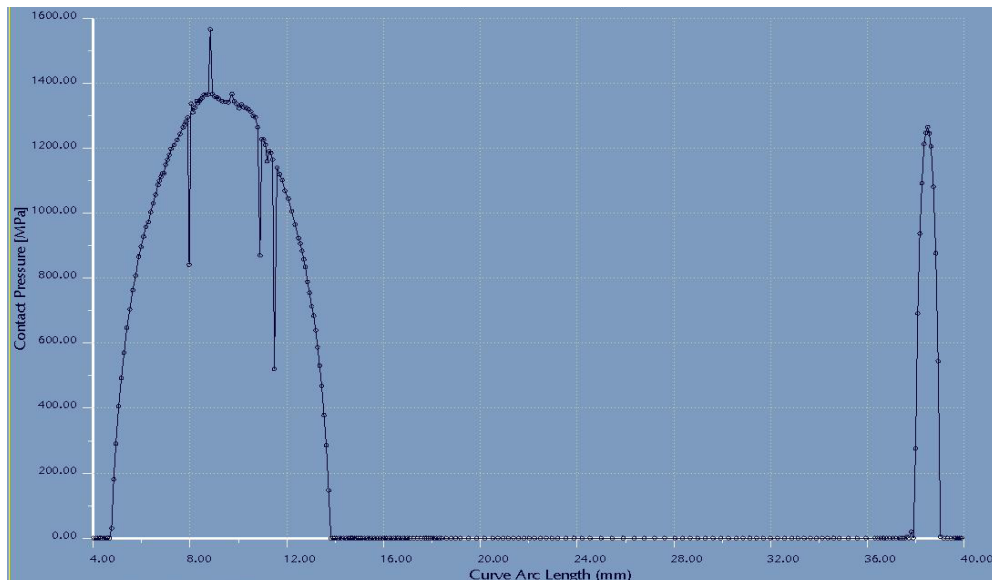
**Figura 7.33. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral -5**

#### **- Perfil 140**



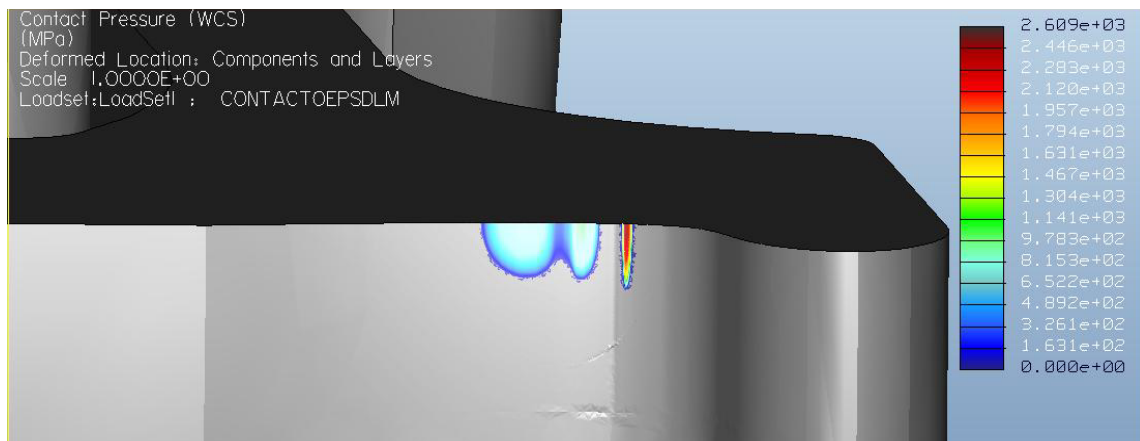
**Figura 7.34. Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral -5**

Se observa en la figura 7.34 los dos puntos de contacto, siendo ambas áreas elípticas. La presión máxima se produce en el punto de contacto de la banda de rodadura, siendo este valor de 1,56 GPa. La longitud del semieje de la elipse en la banda de rodadura es de aproximadamente 7 mm. Para la elipse en la zona de transición entre la pestaña y la banda de rodadura la longitud del semieje es de 1mm aproximadamente (figura 7.35).



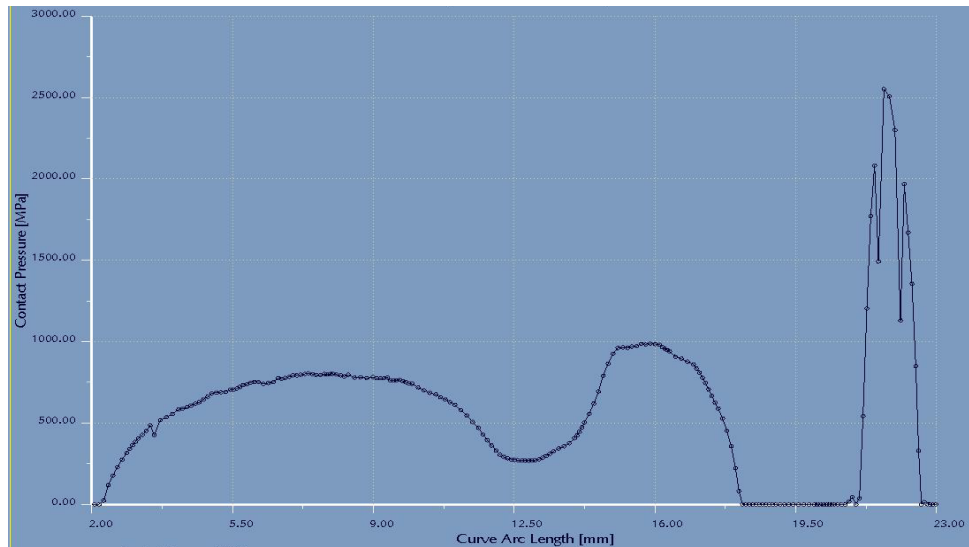
**Figura 7.35. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral -5**

#### - Perfil EPS



**Figura 7.36. Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral -5**

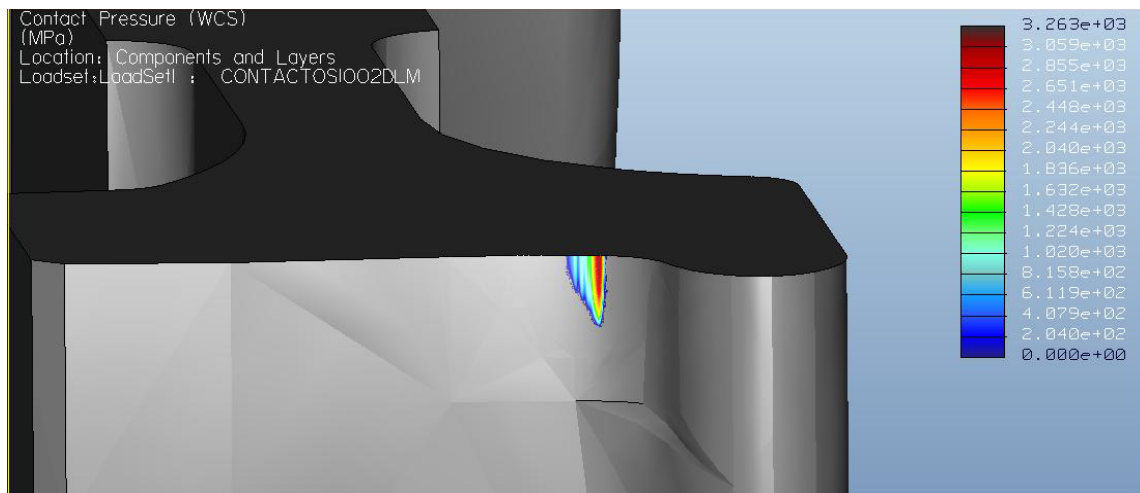
Como se mencionaba antes, se puede observar en la figura 7.36 cómo existen solo dos puntos de contacto, siendo una de las áreas elíptica, mientras que la otra no. La presión máxima se produce en el área elíptica en la zona de transición entre la pestaña y la banda de rodadura, siendo este valor de 2,61 GPa.



**Figura 7.37. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral -5**

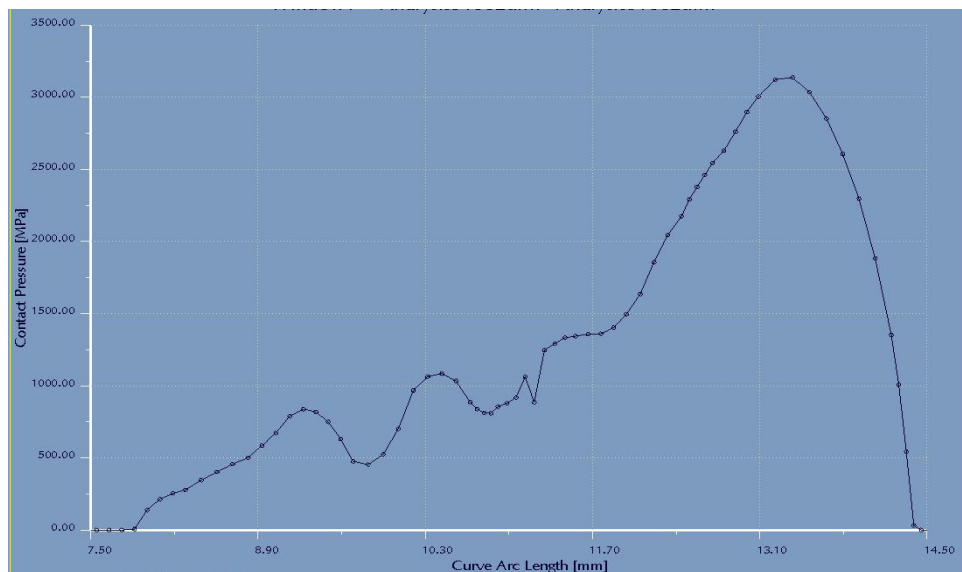
La longitud del semieje del área elíptica es de 1,75 mm. La longitud de la otra área es de 16 mm.

#### - Perfil S1002



**Figura 7.38. Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral -5**

La forma de la huella del área de contacto para el perfil S1002 (figura 7.38) coincide con el perfil 120, alcanzando un valor máximo de presión de 3,26 GPa. La distancia para este área de contacto es de 6,65 mm (figura 7.39).



**Figura 7.39.** Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral -5

### 7.4.3 Comparación de las medidas de contacto

**Tabla 7.3.** Medidas de contacto desplazamiento lateral -5

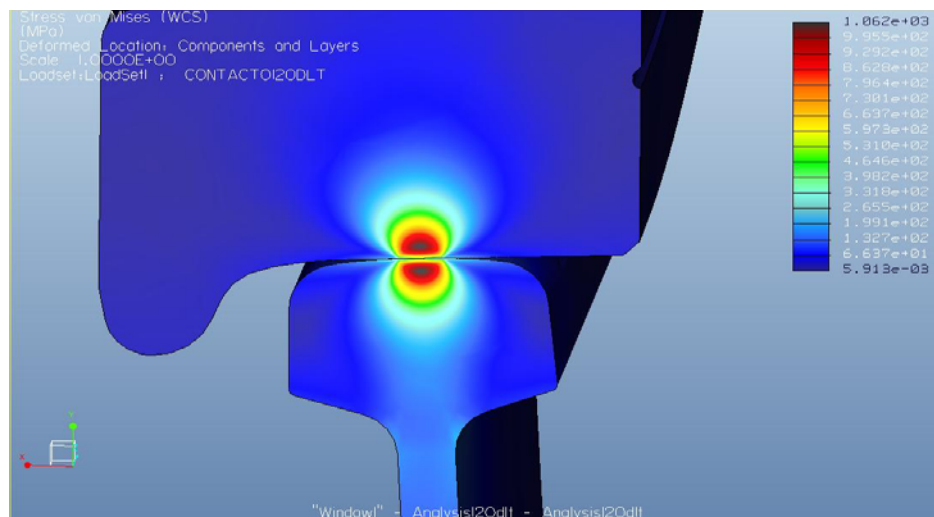
Perfil	Área de contacto [cm <sup>2</sup> ]	Máxima presión de contacto [GPa]	Máxima tensión [MPa]	Fuerza de contacto [KN]
<b>120</b>	0,89	3,54	2.040	66,3
<b>140</b>	1,44	1,56	866	64,75
<b>EPS</b>	2,08	2,61	1.739	65,43
<b>S1002</b>	1,01	3,26	2.032	67,31

Para este desplazamiento, la forma del contacto del perfil 120 se asemeja al del perfil S1002, obteniéndose valores similares como se ve en la tabla 7.3. El perfil que menor tensión y presión máxima genera es el perfil 140. La fuerza en la interfaz de contacto para los cuatro perfiles está en torno a los 65 KN.

## 7.5 Desplazamiento lateral +10 mm

### 7.5.1 Tensión de Von Misses

#### - Perfil 120

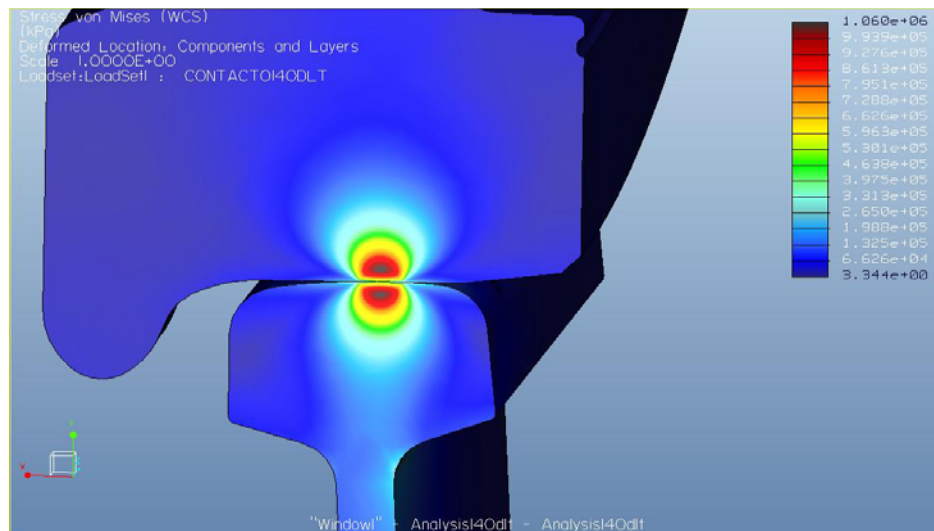


*Figura 7.40. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral +10*

La tensión máxima, como muestra la figura 7.40, es de 1.062 MPa

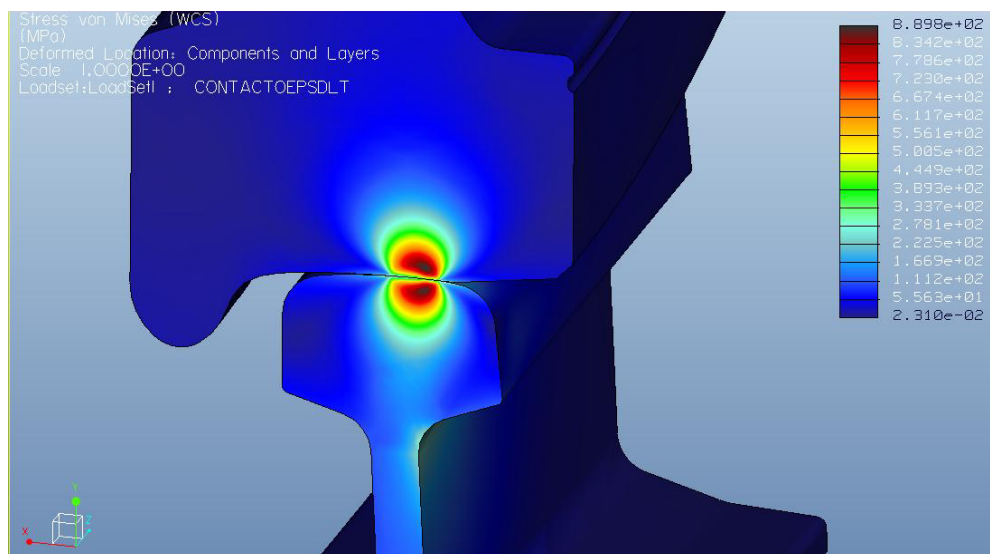
#### - Perfil 140

La tensión máxima, como muestra la figura 7.41, es de 1.060 MPa



**Figura 7.41. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral +10**

### - Perfil EPS

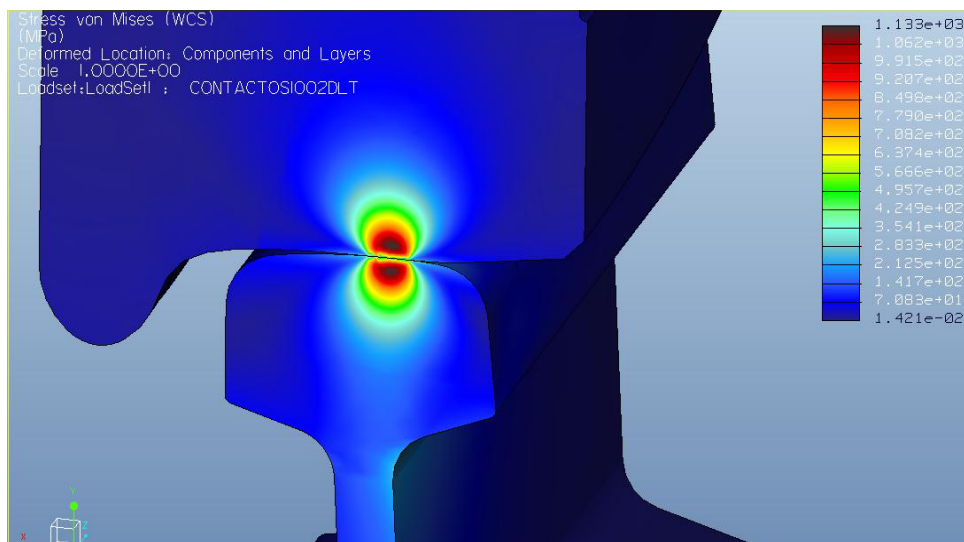


**Figura 7.42. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral +10**

La tensión máxima, como muestra la figura 7.42, es de 1.062 MPa

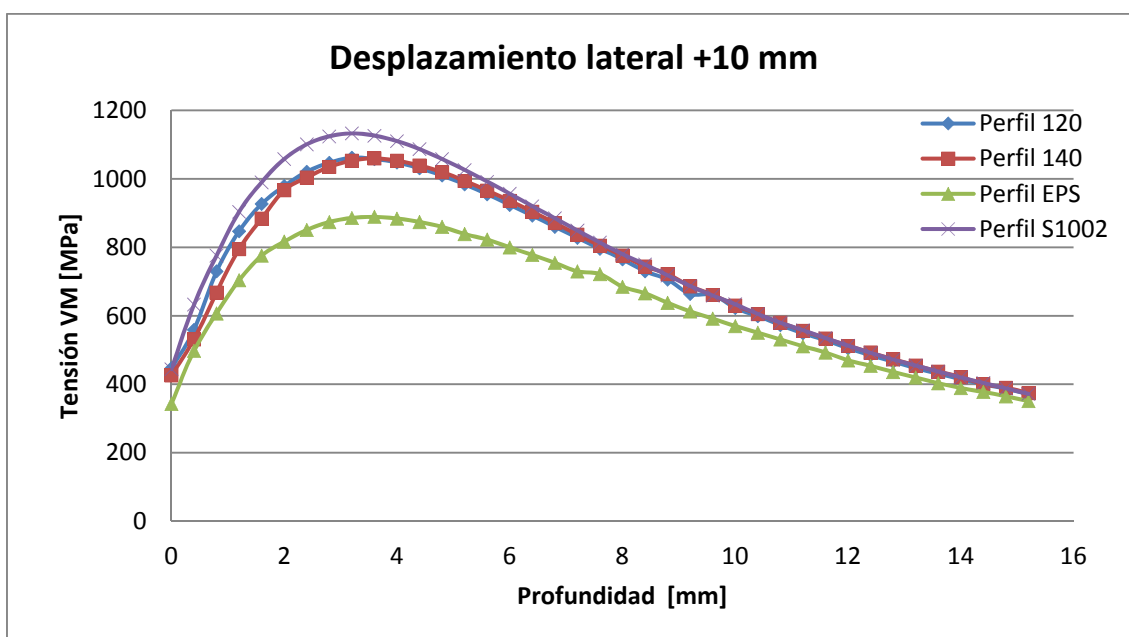
### - Perfil S1002

La tensión máxima, como muestra la figura 7.43, es de 1.133 MPa



**Figura 7.43. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral +10**

#### - Evolución de la tensión en el interior de la rueda



**Figura 7.44. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral +10**

Según la figura 7.44, la evolución de la tensión para los perfiles 120 y 140 es prácticamente idéntica, alcanzándose la máxima tensión de 1.062 y 1.060 MPa respectivamente a una profundidad de la rueda de 3,2 mm para el perfil 120 y de 3.6

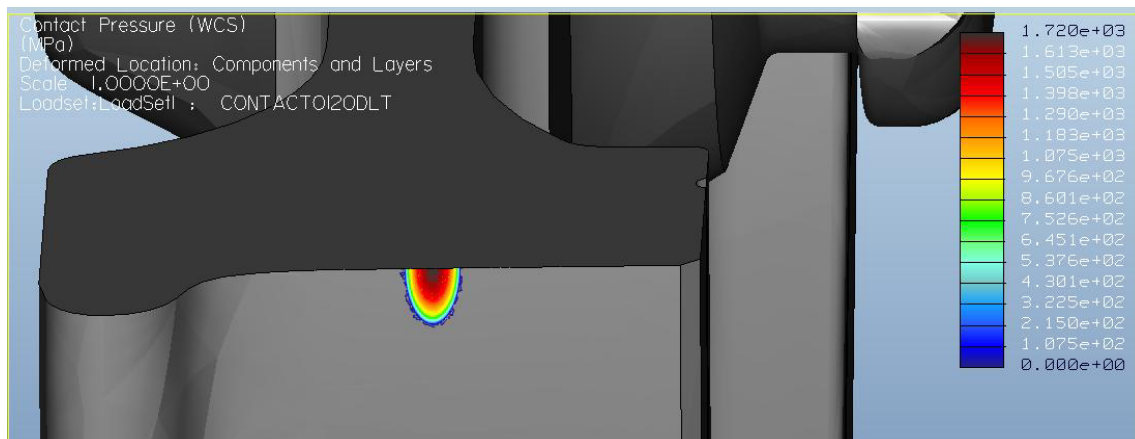


mm para el perfil 140. El perfil S1002 alcanza su valor máximo de 1.133 MPa a la misma profundidad que el perfil 120, a 3,2 mm del interior de la rueda. El perfil EPS alcanza su valor máximo de 890 MPa a la misma profundidad que el perfil 140, a 3,6 mm del interior de la rueda, siendo de nuevo el perfil en el que menor tensión se genera.

## 7.5.2 Presión de contacto

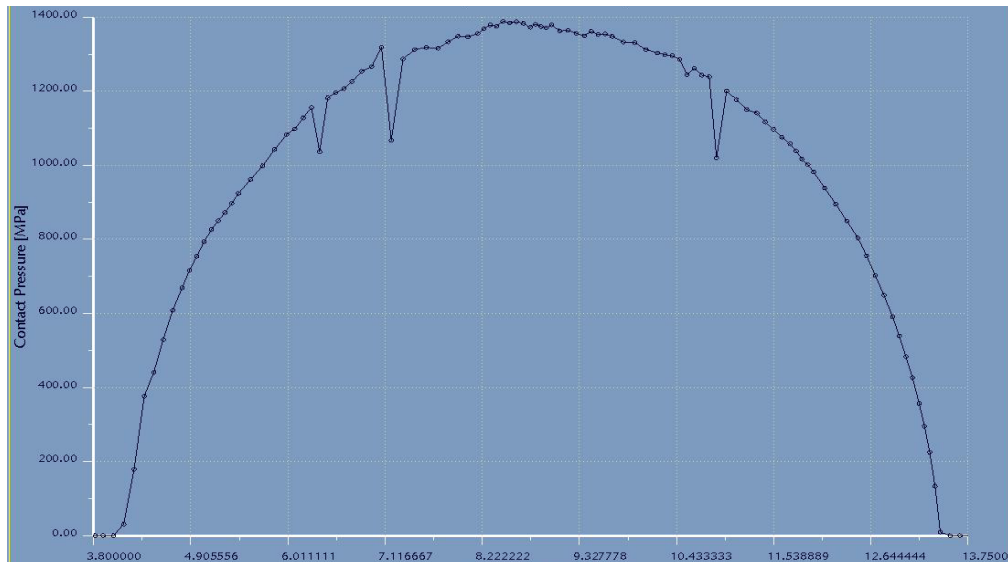
### - Perfil 120

La presión máxima para el perfil 120 es de 1.720 MPa, abarcando la huella de contacto un área de 2,15 cm<sup>2</sup> (figura 7.45).



**Figura 7.45. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral +10**

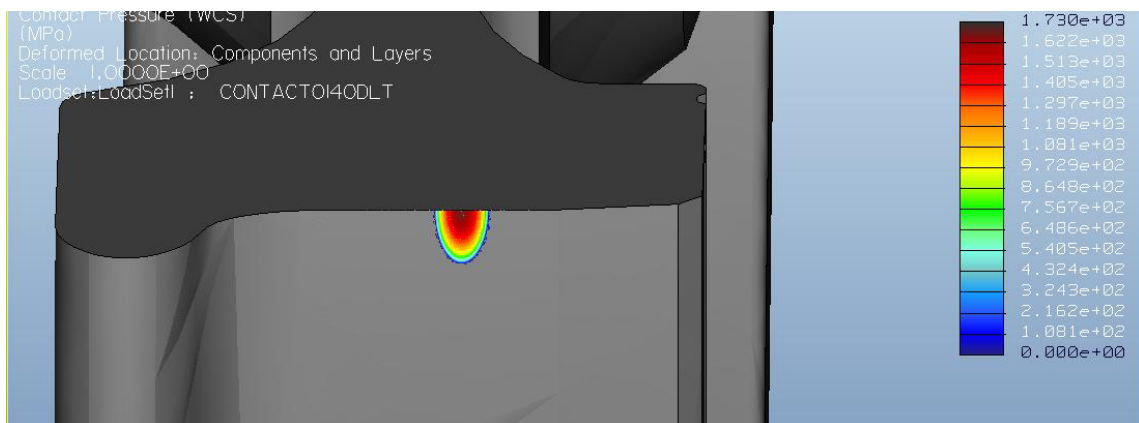
La longitud del semieje de la elipse del área de contacto (figura 7.46) es de aproximadamente 9,5 mm.



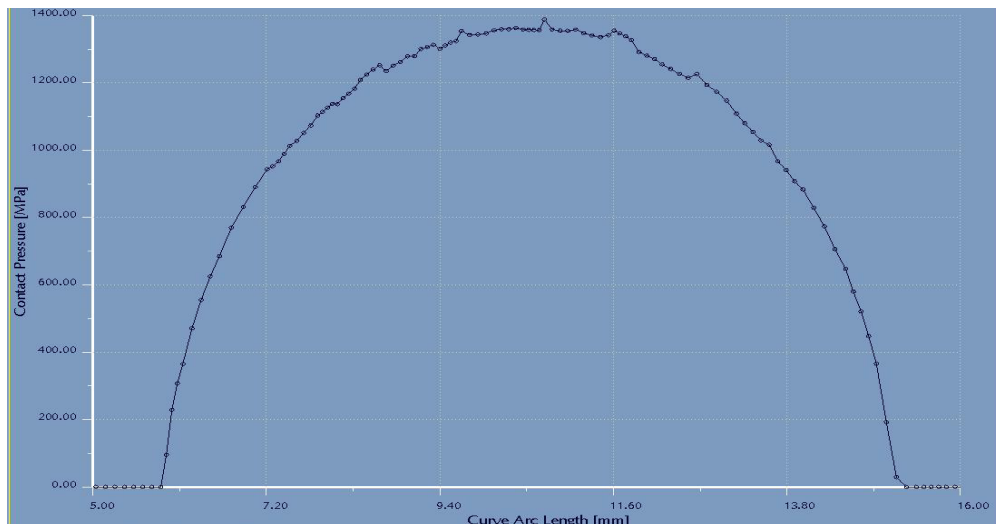
**Figura 7.46.** Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral +10

#### - Perfil 140

La presión máxima para el perfil 140 es de 1.730 GPa, abarcando la huella de contacto un área de 2,14 cm<sup>2</sup> (figura 7.47). La longitud del semieje es de aproximadamente 9,35 mm (figura 7.48).



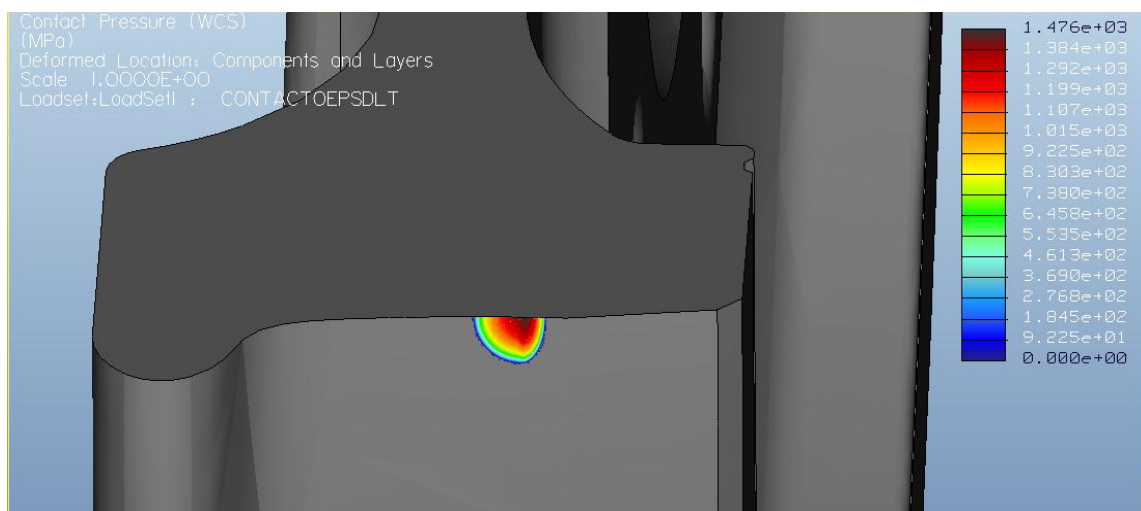
**Figura 7.47.** Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral +10



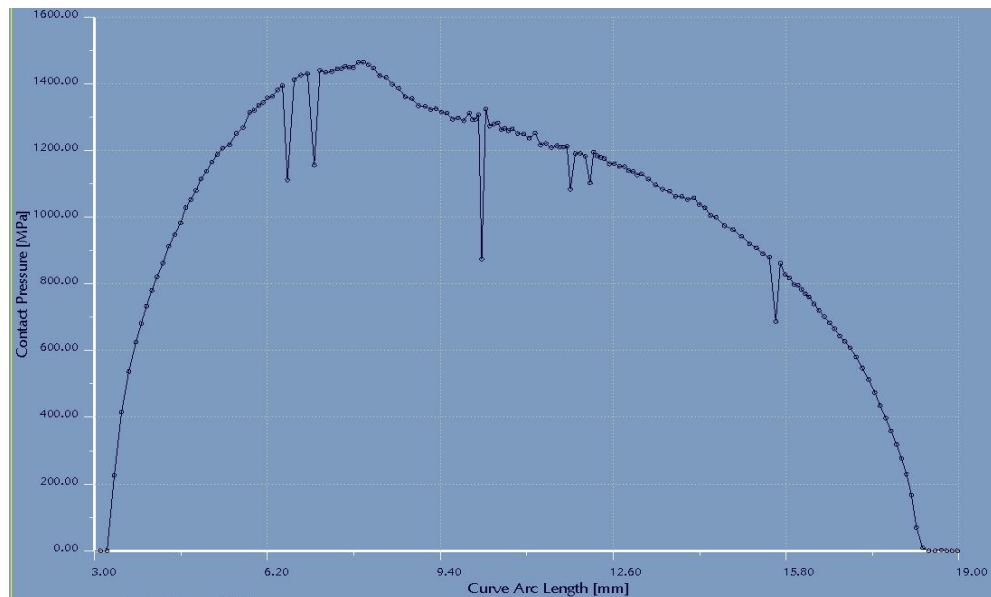
**Figura 7.48. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral +10**

### - Perfil EPS

La presión máxima para el perfil EPS es de 1.476 GPa, abarcando la huella de contacto un área de 2,64 cm<sup>2</sup>. Este área de contacto, como se observa en la figura 7.49, empieza a no ser del todo elíptica. En la distribución de presión a lo largo del semieje de la elipse de contacto (figura 7.50) se puede apreciar el cambio, siendo la longitud del semieje de aproximadamente 15,5 mm.



**Figura 7.49. Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral +10**



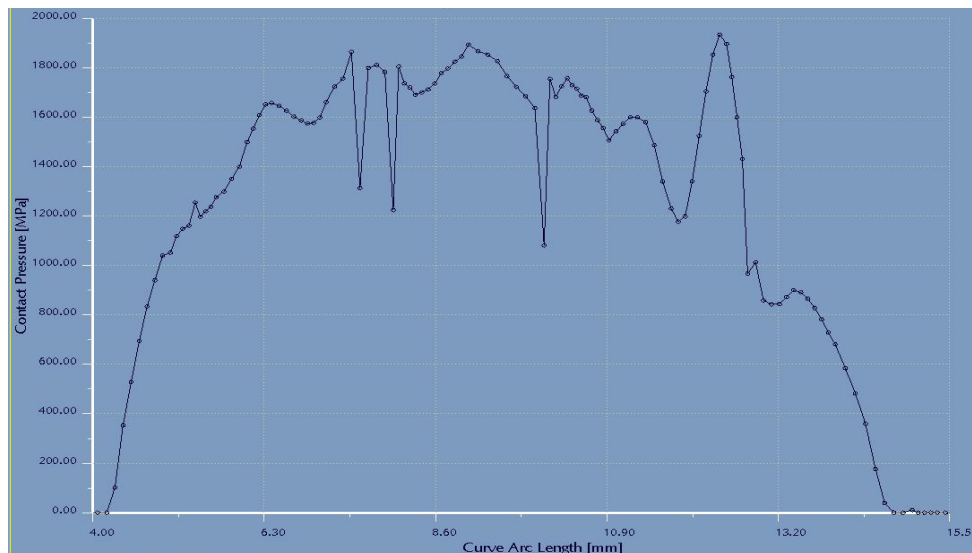
**Figura 7.50.** Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral +10

#### - Perfil S1002

La presión máxima para el perfil S1002 es de 2,88 GPa, abarcando la huella de contacto un área de 2 cm<sup>2</sup> (figura 7.51). La huella que se produce, como sucede en el caso anterior, se asemeja a un círculo. La longitud del semieje es de aproximadamente 11,3 mm (figura 52).



**Figura 7.51.** Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral +10



**Figura 7.52.** Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral +10

### 7.5.3 Comparación de las medidas de contacto

**Tabla 7.4.** Medidas de contacto desplazamiento lateral +10

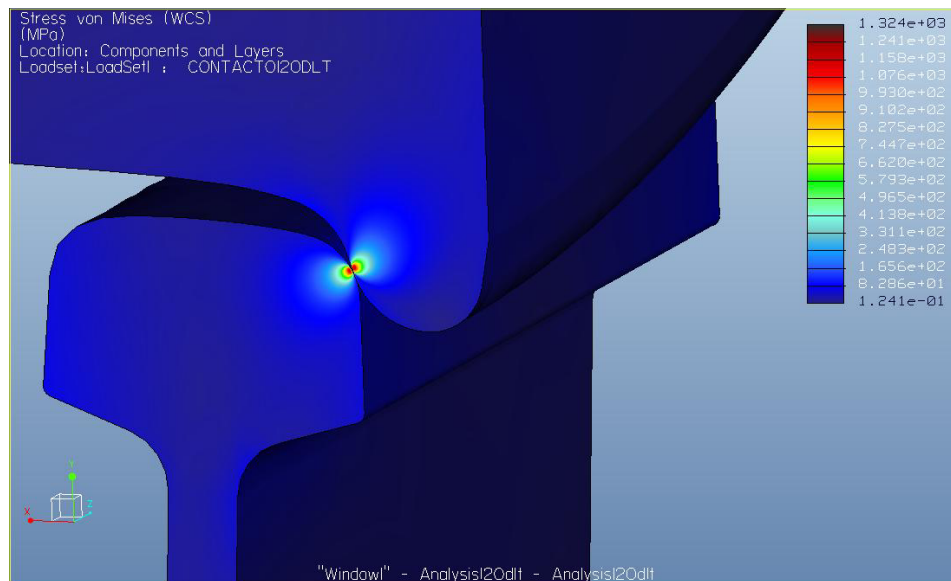
Perfil	Área de contacto [cm <sup>2</sup> ]	Máxima presión de contacto [GPa]	Máxima tensión [MPa]	Fuerza de contacto [KN]
<b>120</b>	2,15	1,72	1.062	120,33
<b>140</b>	2,14	1,73	1.060	119,04
<b>EPS</b>	2,64	1,47	890	119,31
<b>S1002</b>	2	2,88	1.133	119,28

La Tabla 7.4 muestra que el perfil EPS para este desplazamiento sigue siendo el que tiene menor tensión y presión máxima con una mayor área de contacto, siendo el perfil S1002 el opuesto obteniendo mayores valores. De nuevo, los valores para el perfil 120 son prácticamente idénticos al perfil 140. Para los cuatro perfiles la fuerza en la interfaz de contacto es de aproximadamente 120 KN.

## 7.6 Desplazamiento lateral -10 mm

### 7.6.1 Tensión de Von Misses

#### - Perfil 120

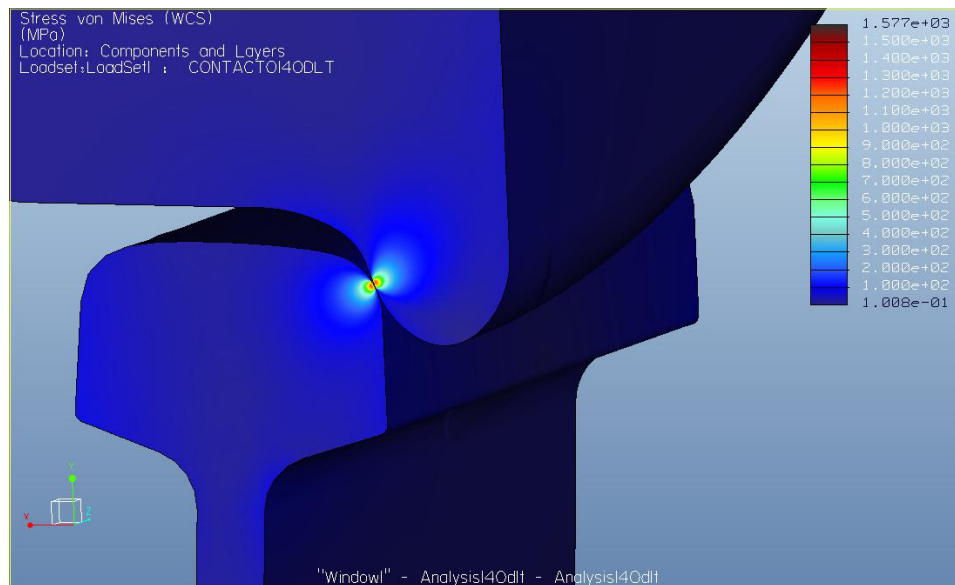


**Figura 7.53. Tensión VM perfil 120 desplazamiento lateral -10**

La tensión máxima que se obtiene es de 1.324 MPa (figura 7.53), alcanzándose este valor muy próximo a la superficie de la rueda. Esto sucede en los cuatro perfiles.

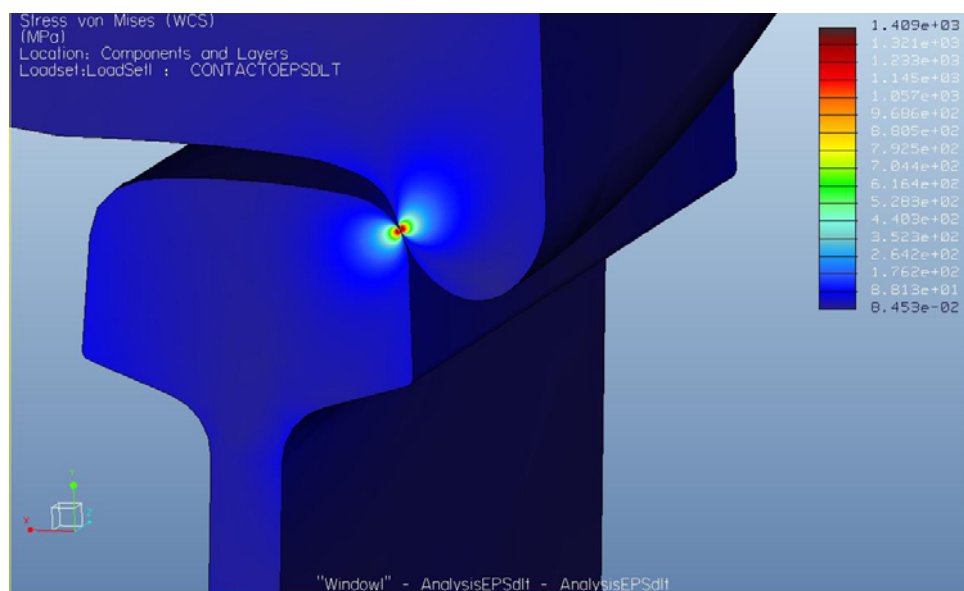
#### - Perfil 140

La tensión máxima que se obtiene es de 1.577 MPa (figura 7.54).



**Figura 7.54. Tensión VM perfil 140 desplazamiento lateral -10**

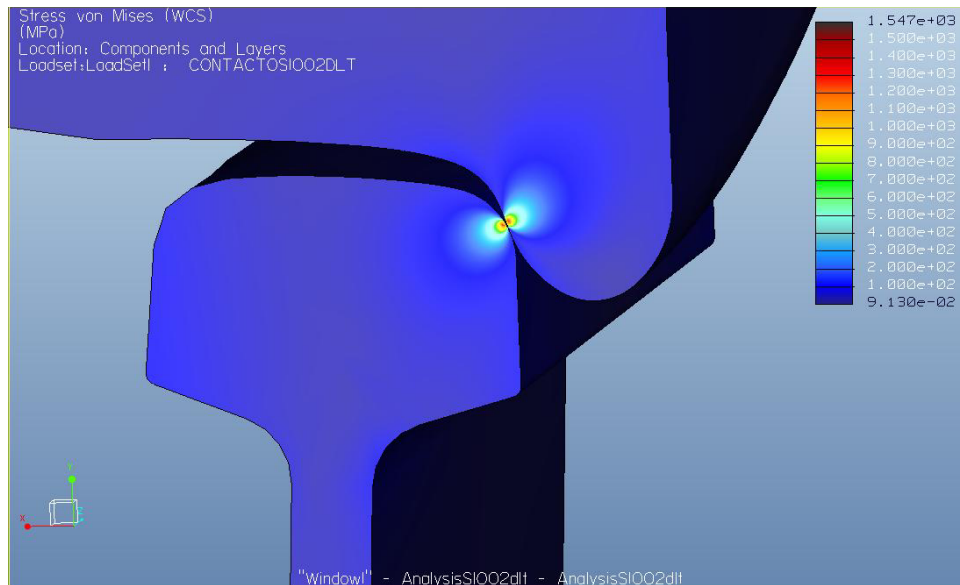
#### **- Perfil EPS**



**Figura 7.55. Tensión VM perfil EPS desplazamiento lateral -10**

La tensión máxima que se obtiene es de 1.409 MPa (figura 7.55).

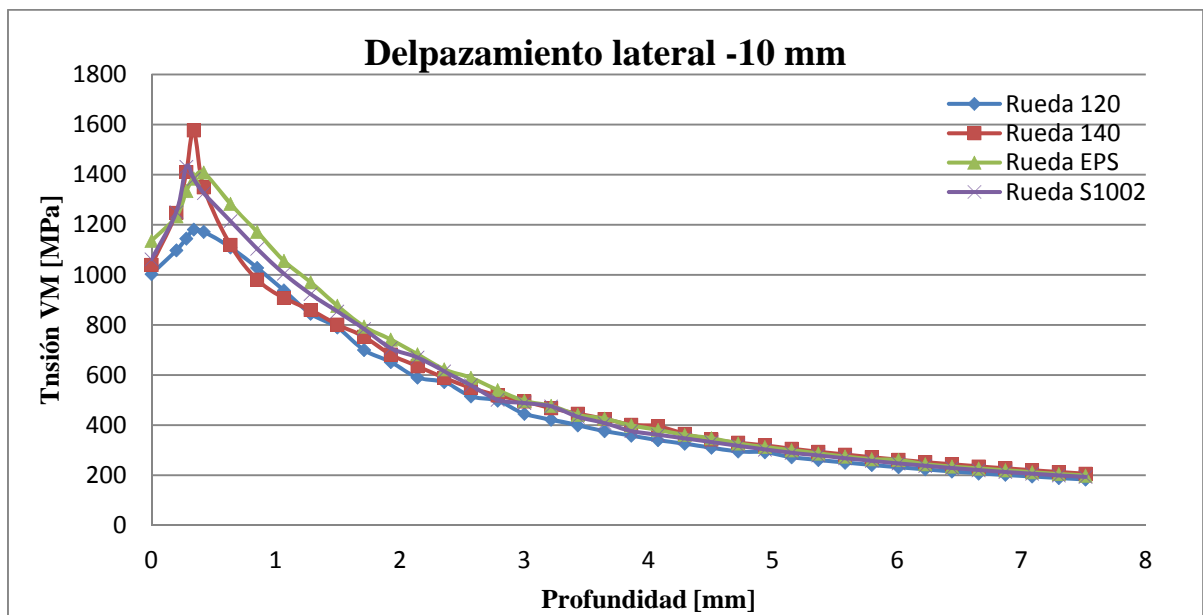
## - Perfil S1002



**Figura 7.56. Tensión VM perfil S1002 desplazamiento lateral -10**

La tensión máxima que se obtiene es de 1.547 MPa (figura 7.56).

## - Evolución de la tensión en el interior de la rueda



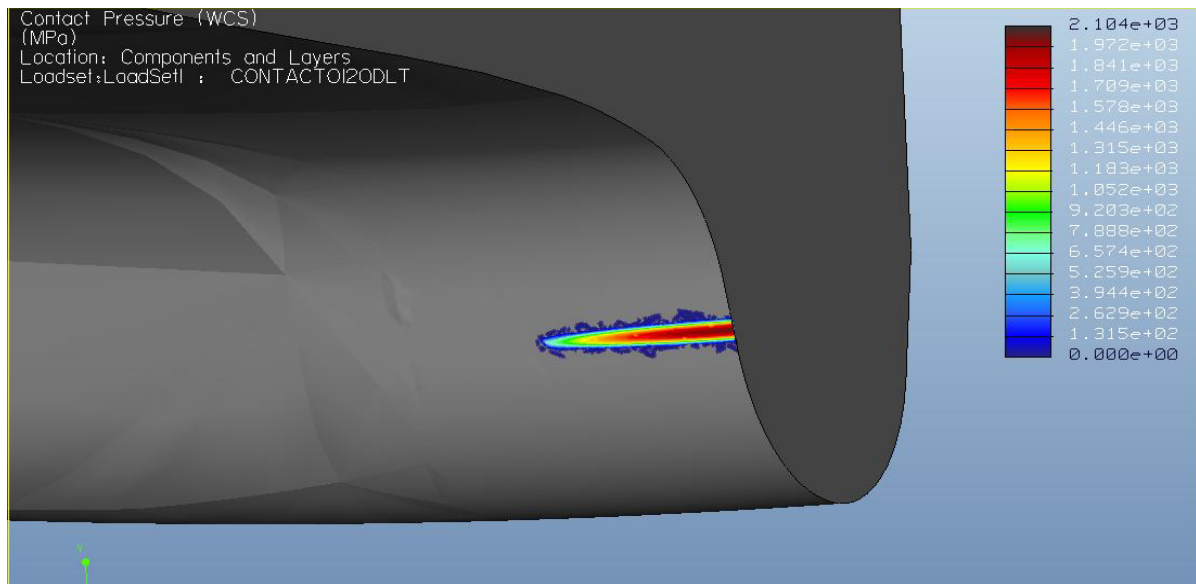
**Figura 7.57. Evolución Tensión VM desplazamiento lateral -10**



Según la figura 7.44, la máxima tensión para los cuatro perfiles se produce muy cerca de la superficie de la rueda, en el primer medio milímetro. El perfil 120 alcanza su máximo a una profundidad de la rueda de 0,28 mm al igual que el perfil S1002, el perfil 140 a 0,34 mm y el perfil EPS a 0,42 mm. Después de alcanzar sus respectivos máximos, la evolución de la tensión para los cuatro perfiles es muy parecida.

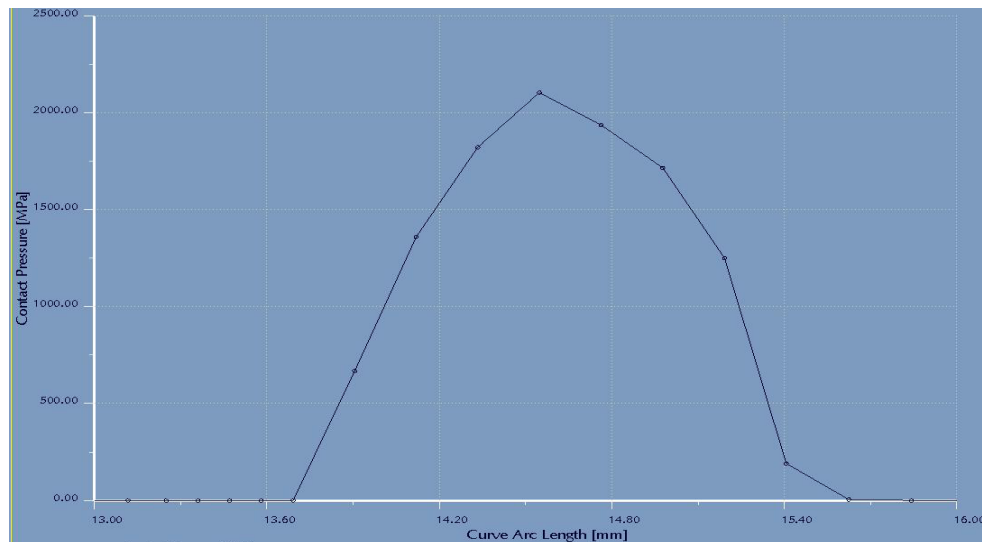
## 7.6.2 Presión de contacto

### - Perfil 120



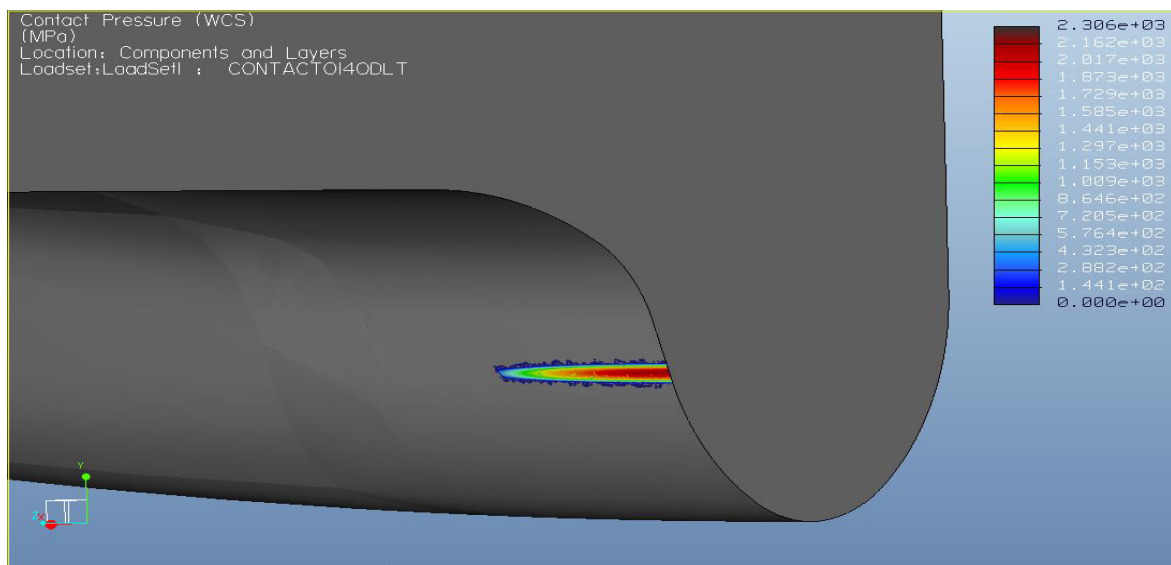
*Figura 7.58. Presión de contacto perfil 120 desplazamiento lateral -10*

La presión máxima para el perfil 120 es de 2,1 GPa, abarcando la huella de contacto un área de  $0,4 \text{ cm}^2$  (figura 7.58). El área de contacto que se produce en este desplazamiento lateral en la pestaña es muy reducida debido a la geometría del contacto, siendo así para los cuatro perfiles. La longitud del semieje de la elipse es de aproximadamente 2 mm (figura 7.59).



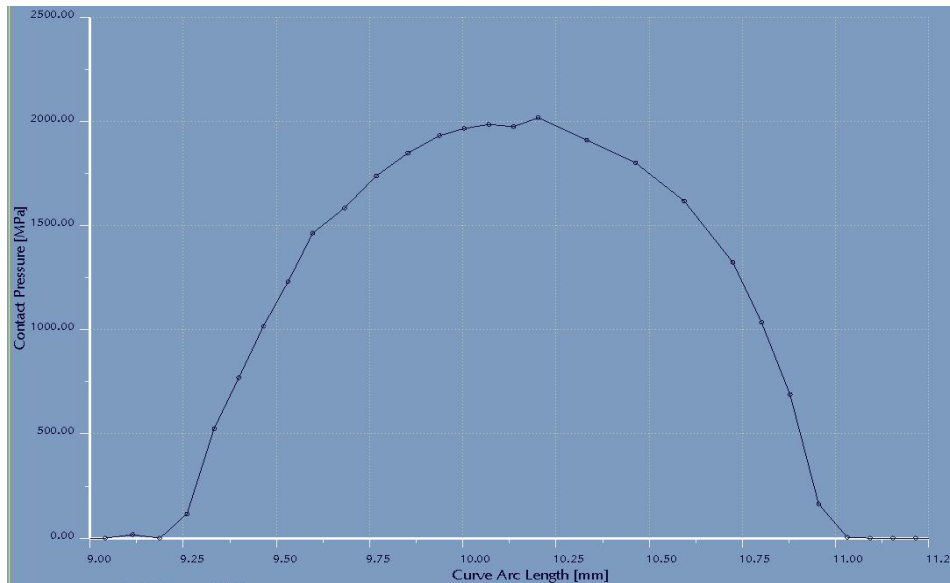
**Figura 7.59.** Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 120 con desplazamiento lateral -10

#### - Perfil 140



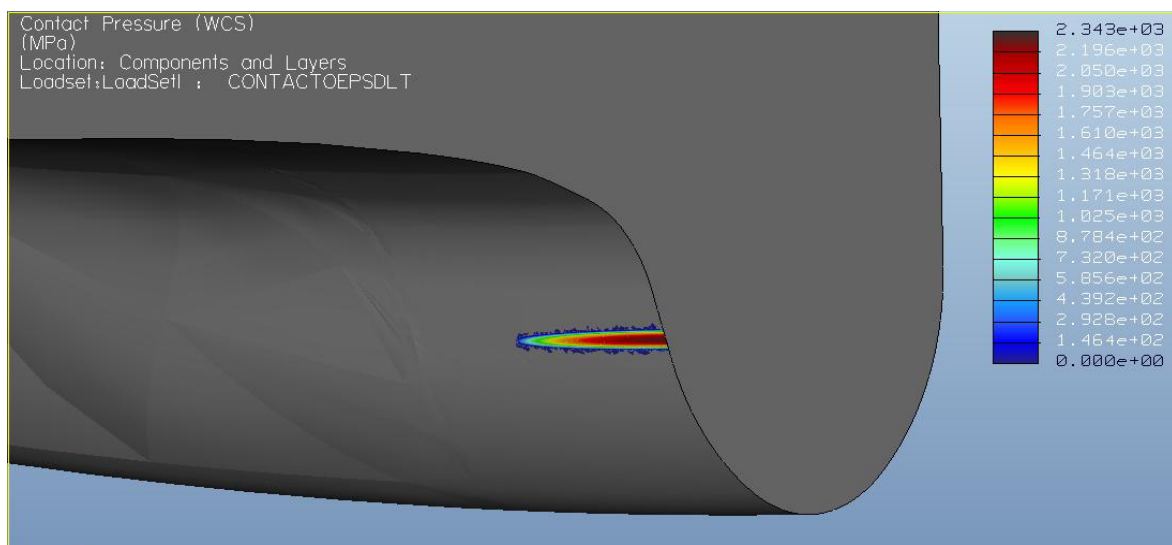
**Figura 7.60.** Presión de contacto perfil 140 desplazamiento lateral -10

La presión máxima para el perfil 140 es de 2,3 GPa, abarcando la huella de contacto un área de 0,41 cm<sup>2</sup> (figura 7.60). La longitud del semieje de la elipse es de aproximadamente 2,4 mm (figura 7.61).



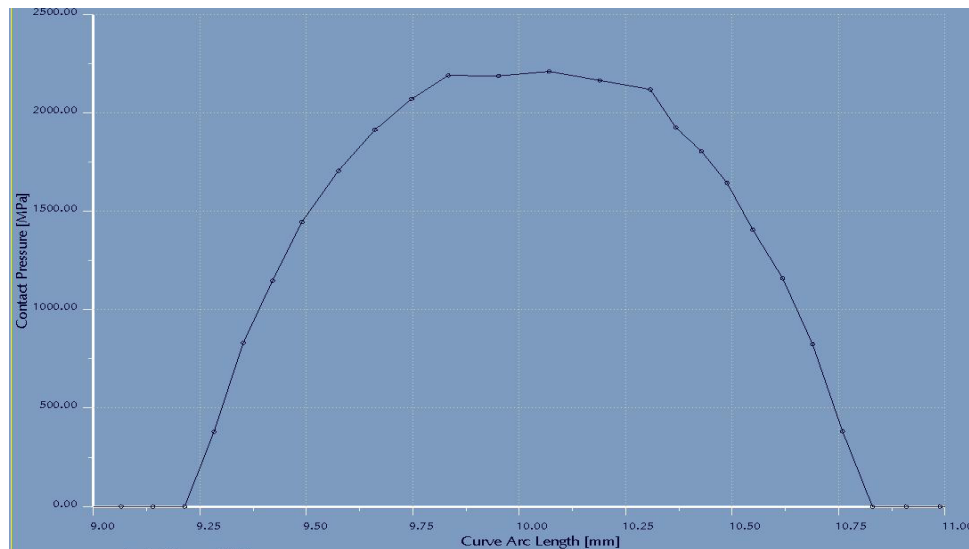
**Figura 7.61.** Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil 140 con desplazamiento lateral -10

## - Perfil EPS



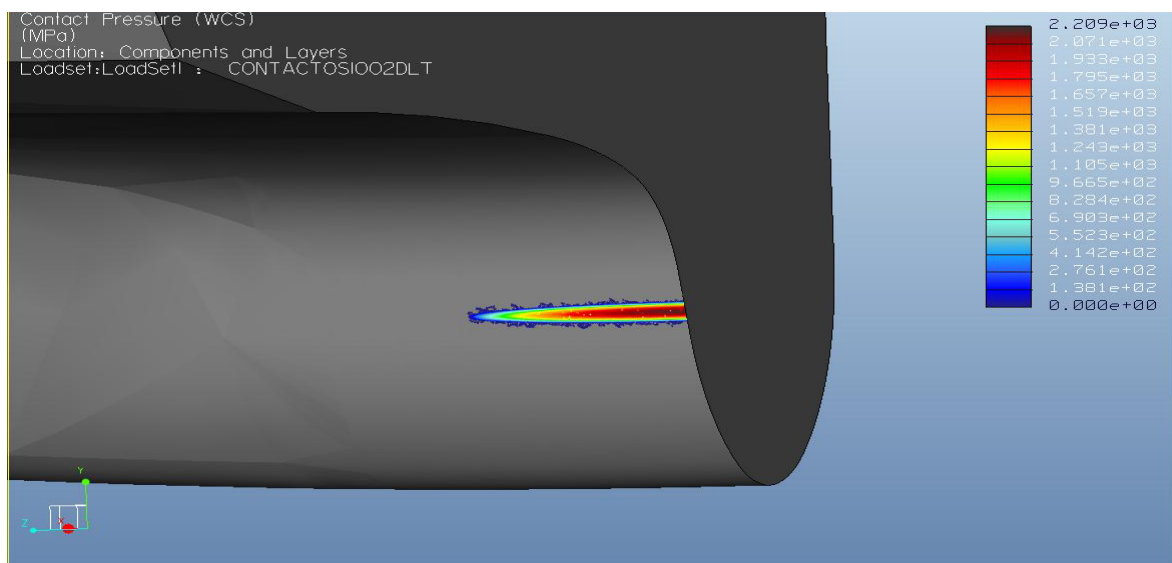
**Figura 7.62.** Presión de contacto perfil EPS desplazamiento lateral -10

La presión máxima para el perfil EPS es de 2,34 GPa abarcando la huella de contacto un área de 0,36 cm<sup>2</sup> (figura 7.62), siendo la longitud del semieje de la elipse de aproximadamente 2,4 mm (figura 7.63).



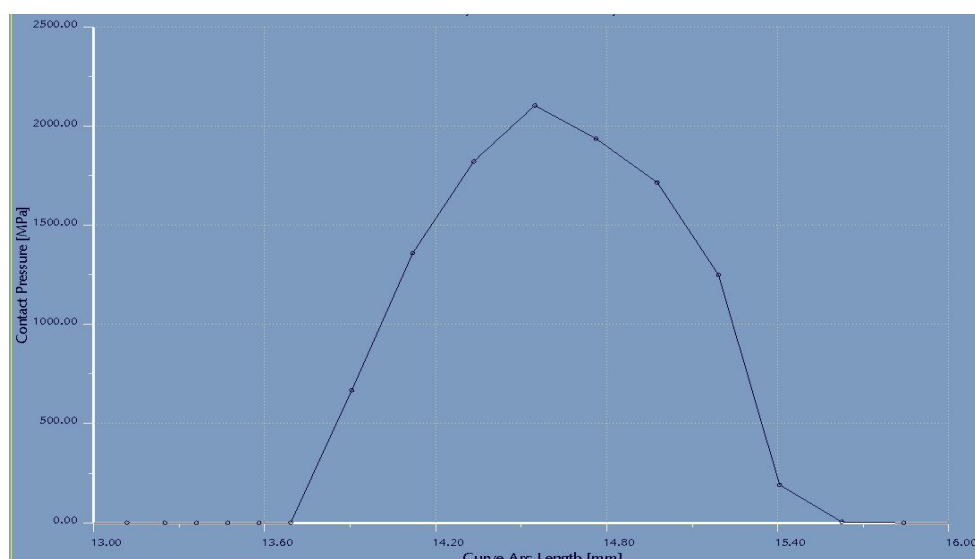
**Figura 7.63. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil EPS con desplazamiento lateral -10**

## - Perfil S1002



**Figura 7.64. Presión de contacto perfil S1002 desplazamiento lateral -10**

La presión máxima para el perfil S1002 es de 2,21 GPa, abarcando la huella de contacto un área de 0,4 cm<sup>2</sup> (figura 7.64). La longitud del semieje de la elipse es aproximadamente 2 mm (figura 7.65).



**Figura 7.65. Presión de contacto a lo largo del semieje de la elipse de contacto para el perfil S1002 con desplazamiento lateral -10**

### 7.6.3 Comparación de las medidas de contacto

**Tabla 7.5. Medidas de contacto desplazamiento lateral -10**

Perfil	Área de contacto [cm <sup>2</sup> ]	Máxima presión de contacto [GPa]	Máxima tensión [MPa]	Fuerza de contacto [KN]
<b>120</b>	0,4	2,1	1.324	24,83
<b>140</b>	0,41	2,3	1.577	26,51
<b>EPS</b>	0,36	2,34	1.409	25,89
<b>S1002</b>	0,4	2,21	1.547	25,92

La Tabla 7.5 muestra que los cuatro perfiles tienen un comportamiento muy parecido obteniéndose valores semejantes, siendo para este desplazamiento el perfil 120 el de menor tensión y presión máxima. Para los cuatro perfiles la fuerza en la interfaz de contacto es de aproximadamente 25 KN.

# **Capítulo 8**

## **Conclusiones y trabajos futuros**

## 8.1 Conclusiones

Como se ha podido observar a lo largo del proyecto, son muchos los factores que influyen en el contacto rueda-carril. Se ha intentado dar una visión general de todos los elementos implicados, teorías desarrolladas y consecuencias que rodean el contacto, centrando el proyecto en la interacción de un perfil de rodadura de una rueda proporcionada por Renfe adaptada a la norma vigente, con un carril determinado comparando su comportamiento con tres perfiles de rodadura de la norma europea.

De los análisis se puede decir con certeza que:

1. El perfil de Renfe, denominado en el proyecto 120, se comporta de manera muy similar al perfil de la norma 140, obteniendo en todos los desplazamientos del eje montado menos uno, valores casi idénticos de presión, tensión y área de superficie de contacto, no siendo ninguno de los dos los más adecuados para el carril utilizado.

Como se ha dicho, el contacto depende de muchos factores, siendo uno de ellos el perfil del carril. Para este carril en concreto:

2. El perfil de rodadura EPS es el que mejor resultados da ya que genera menores valores de presión y tensión de contacto con una mayor área de superficie en la mayoría de los desplazamientos.

## 8.2 Trabajos futuros

Debido a la limitación del programa Pro/ENGINEER, solamente se ha podido analizar el contacto estático, no pudiendo analizarse el contacto cuando la rueda se encuentra en movimiento. Por ello, para trabajos futuros, sería conveniente utilizar un

programa que permitiera calcular contactos para poder obtener todos los resultados que este tipo de análisis genera, las áreas de deslizamiento y adherencia así como los esfuerzos cortantes en la dirección de rodadura, siendo éstos, junto con la carga y descarga de la rueda, los causantes del RCF tan importante en la seguridad ferroviaria.

Para este proyecto se ha utilizado para el montaje del eje montado las dimensiones de una vía estándar. Sería interesante para trabajos futuros realizar los análisis con las dimensiones utilizadas dentro del territorio español.

Utilizar otro tipo de carril, en concreto los carriles de 60 kg/m de la norma UNE-EN 13674-1:2006+A1:2008, que son los que en la actualidad se están utilizando ya que estos soportan mayores cargas y solicitudes a las que se le somete.



# **Capítulo 9**

## **Presupuesto**

## 9.1 Presupuesto

### 1.- Autor:

Eduardo Ortega Lester

### 2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

### 3.- Descripción del Proyecto:

Título Simulación con Pro/ENGINEER del contacto rueda-carril

### 4.- Desglose presupuestario

#### PERSONAL

Apellidos y nombre	Categoría	Dedicación (hombres mes)	Coste hombre mes	Coste (Euro)	Firma de conformidad
Ortega Lester, Eduardo	Ingeniero	4,5	1.200	5.400,00	
<b>Total</b>				5.400,00	

#### EQUIPOS

Descripción	Coste/mes (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Coste
Ordenador personal	20	100	4	80,00
Ordenador laboratorio	30	100	2	60,00
<b>Total</b>				140,00

#### SOFTWARE

Descripción	Coste/mes (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Coste imputable
Microsoft Office	30	100	4	120,00
Pro/ENGINEER	200	100	2,5	500,00
<b>Total</b>				620,00

### 5.- Resumen de costes

Presupuesto Costes Totales	Presupuesto Costes Totales
Personal	5.400,00
Equipos	140,00
Software	620,00
<b>Total</b>	<b>6.160,00</b>

# **Capítulo 10**

## **Referencias y bibliografía**

## 10.1 Referencias

- [1] IWNICKI, S. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor & Francis Group, LLC. London: CRC Press. May 2006. 1ª Edición. P. 40-83.
- [2] OKAMOTO, I. *How bogies work*. Railway Technology Today 5. Japan Railway & Transport Review. Japan. 1998. P. 52-61.
- [3] IWNICKI, S and EVANS, J. *Vehicle Dynamics and the wheel/rail interface*. Wheels on Rails. London. April 2002.
- [4] POSCHMANN, I., TSCHAPOWETZ, E. and RINNHOFFER, H. *Heat Treatment for Railway Wheels, Tyres and Rings*. AFT Advance Forging Technologies GmbH. Germany. 2005.
- [5] Apuntes de la asignatura “Transporte ferroviario”, Capítulos II, IV, V, VI, VII y VIII. Universidad de Uruguay
- [6] ÁLVAREZ, D y LUQUE, P. *Ingeniería e infraestructura de los transportes. Ferrocarriles*. Servicio de publicaciones. Oviedo. 2003. 1ª Edición. P. 66-75.
- [7] LEWIS, R and OLOFSSON, U. *Wheel-rail interface handbook*. Woodhead Publishig. Cambridge. 2009. 1ª Edición. P. 74-75
- [8] JOHNSON, K I. *One hundred years of Hertz contact*. Proc Instn Mech Engrs Vol 196. 1982. P. 363-366.
- [9] IWNICKI, S. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor & Francis Group, LLC. London: CRC Press. May 2006. 1ª Edición. P. 89-91.
- [10] LEWIS, R and OLOFSSON, U. *Wheel-rail interface handbook*. Woodhead Publishig. Cambridge. 2009. 1ª Edición. P. 36-37.

- [11] KALKER, J. J. *Wheel-rail rolling contact theory*. Wear, 144. 1991. P. 243-261.
  
- [12] CARTER, F. W. *On the action of a locomotive driving wheel*. Proc. R. Soc. London. 1926. P. 151-157.
  
- [13] ÁLVAREZ, D y LUQUE, P. *Ingeniería e infraestructura de los transportes. Ferrocarriles*. Servicio de publicaciones. Oviedo. 2003. 1ª Edición. P. 241-243.
  
- [14] ÁLVAREZ, D y LUQUE, P. *Ingeniería e infraestructura de los transportes. Ferrocarriles*. Servicio de publicaciones. Oviedo. 2003. 1ª Edición. P. 243-245.
  
- [15] JOHANSSON, K I. *The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane*. J. Appl. Mech., 25. 1958. P. 339-346.
  
- [16] VERMEULEN P. J. and JOHANSSON, K I. *Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces*. J. Appl. Mech., 31. 1964. P. 338-340.
  
- [17] ÁLVAREZ, D y LUQUE, P. *Ingeniería e infraestructura de los transportes. Ferrocarriles*. Servicio de publicaciones. Oviedo. 2003. 1ª Edición. P. 72-75.
  
- [18] RailCorp. Engineering manual track *Rail defect handbook*.. Vol. 1.1. December 2009.
  
- [19] RailCorp. Engineering Standard Rolling Stock. *Wheel defect handbook*. Vol. 1.1. July 2010.
  
- [20] EKBERG, A. *Rolling contact fatigue of railways*. Chalmers University of Technology. Göteborg. 2000.
  
- [21] Manuales PTC. 2009. Pro/ENGINEER Wildfire V. 4. Contact.
  
- [22] ESVELD, C. *Modern railway track*. Delft University of Technology. The Netherlands. 2001. 2º Edition. P. 16-17.

## 10.2 Bibliografía

1. IWNICKI, S. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor & Francis Group, LLC. London: CRC Press. May 2006. 1ª Edición. P. 535.
2. ÁLVAREZ, D y LUQUE, P. *Ferrocarriles*. Servicio de publicaciones. Oviedo. 2003. 1ª Edición. P. 577.
3. LEWIS, R and OLOFSSON, U. *Wheel-rail interface handbook*. Woodhead Publishig. Cambridge. 2009. 1ª Edición. P. 856.
- 4 ESVELD, C. *Modern railway track*. Delft University of Technology. The Neherlands. 2001. 2º Edition. P. 740.
5. Apuntes de la asignatura “Transporte ferroviario”, Universidad de Uruguay
6. AENOR. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura*. UNE-EN 13715. Madrid: AENOR, 2007.
7. AENOR. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto*. UNE-EN 13262:2005+A1. Madrid: AENOR, 2009
8. AENOR. *Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte 1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 kg/m*. UNE-EN 13674-1:2006+A1. Madrid: AENOR, 2008
9. AENOR. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisito de producto*. UNE-EN 13260. Madrid: AENOR, 2009
10. Manuales de diseño y simulación, Wildfire v. 4.0 y 5.0 de Pro/ENGINEER
11. Manuales RailCorp. Engineering manual track. *Rail defect handbook*
12. Manuales RailCorp. Engineering Standard Rolling Stock. *Wheel defect handbook*